

## THÈSE

Pour obtenir le grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Energétique et Génie des Procédés**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Xavier Moch**

Thèse CIFRE préparée en collaboration avec RYB-Terra,  
le LOCIE, l'INES et le BRGM,  
dirigée par **Benoît STUTZ**  
et codirigée par **Bernard SOUYRI**

préparée au sein du **LOCIE – UMR 5271**  
et de **SISEO**

# Etude théorique et expérimentale d'échangeurs géothermiques hélicoïdaux

Production de chaud et de froid par pompe à  
chaleur, et dimensionnement d'installations

Thèse soutenue le **5 février 2013**,  
devant le jury composé de :

**Eric ARQUIS**

Professeur, I2M (Université de Bordeaux, France), Président

**Jean-Jacques ROUX**

Professeur, CETHIL (INSA Lyon, France), Rapporteur

**Daniel PAHUD**

Professeur, ISAAC (SUPSI Lugano, Suisse), Rapporteur

**Jean-Luc GOT**

Professeur, ISTerre (Université de Savoie, France), Examinateur

**Benoît STUTZ**

Professeur, LOCIE (Université de Savoie, France), Directeur de thèse

**Bernard SOUYRI**

Maître de conférences, LOCIE (Université de Savoie, France), Co-Directeur de thèse

**Fabrice CLAUDON**

Ingénieur de recherche CEA/INES (Le Bourget-du-Lac, France), Encadrant

**Marc PALOMARES**

Directeur technique RYB-Terra (Le Bourget-du-Lac, France), Encadrant





A CÉCILE ET ALFRED,  
ANCIEN PASTEUR DE FAYAOUÉ,  
À MES YEUX AMBASSADEUR  
DE L'HUMANISME KANAK.

# Contexte du doctorat et confidentialité

Ce doctorat s'inscrit dans le cadre d'une thèse CIFRE.

Il est le fruit d'un travail de collaboration entre :

- la société RYB-Terra,
- le laboratoire LOCIE (Laboratoire Optimisation de la Conception et Ingénierie de l'Environnement),
- le CEA/INES (Commissariat à l'Energie Atomique et aux Energies Alternatives - Institut National de l'Energie Solaire),
- et le BRGM (Bureau de Recherches Géologiques et Minières).

Le contenu de ce manuscrit est classé confidentiel pour une durée de dix-huit mois à compter de la date de soutenance de thèse.

# Table des matières

<b>Nomenclature</b>	<b>10</b>
<b>Introduction</b>	<b>13</b>
<b>1 Bibliographie et contexte de l'étude</b>	<b>15</b>
1.1 Le bâtiment en France . . . . .	15
1.1.1 Chiffres-clés . . . . .	15
1.1.2 Réglementations et labels . . . . .	15
1.1.3 Besoins énergétiques des bâtiments récents . . . . .	16
1.2 Principe d'une pompe à chaleur (PAC) . . . . .	17
1.2.1 Cycle de Carnot . . . . .	17
1.2.2 Cycles réels des pompes à chaleur . . . . .	19
1.3 Extraire la chaleur du sous-sol . . . . .	20
1.3.1 L'équation de la chaleur . . . . .	20
1.3.2 Les échangeurs géothermiques . . . . .	21
1.3.3 Caractérisation thermique du proche sous-sol . . . . .	22
1.4 Les échangeurs hélicoïdaux . . . . .	24
1.4.1 Description de l'échangeur et des principes de mise en œuvre . . . . .	24
1.4.2 Modélisations existantes . . . . .	26
<b>2 Dispositifs expérimentaux</b>	<b>30</b>
2.1 Plateforme d'expérimentation de corbeilles géothermiques . . . . .	30
2.1.1 But de l'installation . . . . .	31
2.1.2 Schéma hydraulique du réseau des corbeilles . . . . .	32
2.1.3 Corbeilles géothermiques . . . . .	33
2.1.4 Instrumentation . . . . .	33
2.1.5 Analyse critique de l'installation expérimentale . . . . .	35
2.1.6 Tomographie électrique du sous-sol . . . . .	36
2.1.7 Estimation de la diffusivité thermique du sous-sol . . . . .	38
2.1.8 Capacité calorifique de l'eau glycolée . . . . .	41
2.2 Mesures d'effusivité thermique . . . . .	42
2.2.1 A propos de l'effusivité thermique . . . . .	42
2.2.2 Théorie . . . . .	44
2.2.3 Conception d'un prototype . . . . .	46
2.2.4 Procédure retenue . . . . .	47
2.2.5 Résultats expérimentaux . . . . .	47
<b>3 Modélisations et simulations par éléments finis</b>	<b>50</b>
3.1 Modélisations . . . . .	50
3.1.1 Modèle de sous-sol . . . . .	50
3.1.2 Modélisation 3D d'une corbeille . . . . .	55
3.1.3 Modèles 2D-axisymétriques . . . . .	56
3.1.4 Modèle 1D-axisymétrique . . . . .	60

3.1.5	Modèle 2D de champ de corbeilles . . . . .	64
3.2	Simulations numériques . . . . .	66
3.2.1	Couplages des corbeilles . . . . .	66
3.2.2	Hypothèses simplificatrices pour l'utilisation des modèles . . . . .	67
3.2.3	Résultats sur une année . . . . .	68
3.3	Comparaison à un modèle validé . . . . .	78
3.4	Comparaison expérimentale . . . . .	84
3.4.1	Choix des paramètres thermiques . . . . .	84
3.4.2	Evolution des températures, avant et après gel du sous-sol . . . . .	84
3.5	Influence de divers paramètres . . . . .	86
3.5.1	Déséquilibre entre les besoins en chaud et en froid . . . . .	87
3.5.2	Influence du pas . . . . .	87
3.5.3	Influence de la hauteur $H$ et du rayon $R$ . . . . .	88
3.5.4	Influence du débit . . . . .	89
3.5.5	Influence de l'entr'axe . . . . .	90
3.5.6	Influence de la teneur en eau du sous-sol . . . . .	92
3.5.7	Influence du nombre d'échangeurs . . . . .	92
3.5.8	Influence du type de terrain . . . . .	93
<b>4</b>	<b>Modélisation et simulation analytique</b>	<b>96</b>
4.1	Théorie analytique . . . . .	96
4.1.1	Hypothèses de base . . . . .	97
4.1.2	Champ de corbeilles et milieu fini . . . . .	97
4.1.3	Comportement des corbeilles . . . . .	99
4.1.4	Comportement générique sur un an . . . . .	101
4.1.5	Produit de convolution . . . . .	102
4.2	Comparaison aux modèles en éléments finis . . . . .	102
4.2.1	Sol sec (sans gel) . . . . .	103
4.2.2	Avec gel . . . . .	103
4.3	Justification d'hypothèses de simulations . . . . .	104
4.3.1	Effet passe-bas . . . . .	104
4.3.2	Moyennes temporelles . . . . .	105
4.3.3	Corrections sur les températures du fluide caloporteur . . . . .	106
4.4	Test de réponse thermique . . . . .	112
4.4.1	Théorie sur le court terme . . . . .	112
4.4.2	Méthodes d'analyse . . . . .	114
4.4.3	Méthodologie expérimentale . . . . .	115
4.4.4	Résultats expérimentaux . . . . .	115
4.4.5	Appareil de mesure . . . . .	116
4.4.6	Exemple réel . . . . .	117
<b>5</b>	<b>Préconisations et outils à usage industriel</b>	<b>121</b>
5.1	Effets des modifications sur l'échangeur . . . . .	121
5.1.1	Diamètre de la corbeille . . . . .	121
5.1.2	Hauteur de la corbeille . . . . .	122
5.1.3	Longueur de l'hélice . . . . .	122
5.1.4	Profondeur d'implantation . . . . .	122
5.1.5	Diamètre nominal du tube et Standard Dimension Ratio . . . . .	123
5.1.6	Fluide caloporteur . . . . .	123
5.1.7	Profils du tube . . . . .	124
5.1.8	Propositions de modifications . . . . .	126
5.2	Dimensionnement d'un champ de corbeilles . . . . .	127
5.2.1	Caractérisation des besoins d'un bâtiment . . . . .	128
5.2.2	Dimensionnement de la pompe à chaleur . . . . .	129

5.2.3	Choix du terrain . . . . .	130
5.2.4	Critères de dimensionnement . . . . .	132
5.2.5	Mauvais critères . . . . .	133
5.3	Développements logiciels . . . . .	134
5.3.1	Simulink . . . . .	134
5.3.2	TRNSYS . . . . .	135
5.3.3	Octave – Python . . . . .	136
5.3.4	MS Excel . . . . .	137
5.4	Etude de cas . . . . .	137
<b>6</b>	<b>Conclusions et perspectives</b>	<b>147</b>
6.1	Récapitulatif . . . . .	147
6.2	Recommandations sur l'installation géothermique . . . . .	148
6.2.1	Dimensionnement du champ de corbeilles . . . . .	148
6.2.2	Disposition du champ de corbeilles . . . . .	149
6.3	Recommandations sur la pompe à chaleur . . . . .	150
6.3.1	Puissance utile et durée de fonctionnement . . . . .	150
6.3.2	Ecart de température à l'évaporateur . . . . .	150
6.4	Interrogations restantes . . . . .	151
6.4.1	Sous-sol à l'état non perturbé . . . . .	151
6.4.2	Influence de l'eau . . . . .	151
6.4.3	Influence de la mise en œuvre . . . . .	151
6.4.4	Mesures d'effusivité . . . . .	151
<b>A</b>	<b>Contact thermique résistif</b>	<b>153</b>
A.1	Mise en équation . . . . .	153
A.2	Transformées de Laplace . . . . .	154
A.3	Détermination des valeurs recherchées . . . . .	155
<b>B</b>	<b>Flux de recharge thermique</b>	<b>156</b>
B.1	Distribution des températures de sous-sol . . . . .	156
B.1.1	Analogie thermique/électrique . . . . .	156
B.1.2	Empilement de mailles . . . . .	156
B.2	Calcul du flux . . . . .	157
B.2.1	Ecriture du flux . . . . .	157
B.2.2	Développement limité de $r$ . . . . .	157
B.2.3	Calcul de limite du flux . . . . .	158
B.2.4	Flux équivalent . . . . .	159
<b>C</b>	<b>Prise en compte d'une variation linéaire de puissance dans le test de réponse thermique</b>	<b>160</b>
C.1	Evolution de la température médiane du le sous-sol . . . . .	160
C.2	Evolution de la température du fluide caloporteur . . . . .	161
C.3	Valeurs de l'effusivité et de la résistance thermique . . . . .	161
<b>D</b>	<b>Etude des profils de tubes</b>	<b>162</b>
D.1	Théorie . . . . .	162
D.2	Applications numériques . . . . .	162
D.3	Outillage nécessaire . . . . .	163
	<b>Bibliographie</b>	<b>164</b>

# Remerciements

De façon très originale – car il est hautement invraisemblable que quiconque l’ait fait avant moi –, je tiens à remercier avant tout mes encadrants pour le travail de longue haleine qu’ils ont effectué au cours de cette thèse, le suivi s’étant déroulé sans accroc. Tous ont pourtant essayé de trouver de (mauvais) prétextes pour y couper : Benoît aurait pris en charge la direction du LOCIE, Bernard prétend avoir lancé une nouvelle filière d’enseignement à Polytech Annecy-Chambéry, Marc se serait occupé de la direction technique de nouvelles filières de RYB ; mais la palme de la mauvaise excuse revient à Fabrice, qui aurait découvert les joies de la paternité et des longues nuits sans sommeil.

Je peux vous le dire maintenant : vu l’encadrement que vous m’avez procuré ces trois années, je ne vous ai pas crus un seul instant.

Il est impossible de faire figurer deux premiers remerciements. C’est pourquoi je souhaite remercier à la première place *ex-aequo* les techniciens qui m’ont aidé au cours de ce travail (Thierry GOLDIN et ses doigts de fée, Olivier IUND et son implication, Jonathan OUTIN et sa disponibilité, Jocelyn ANGER et sa polyvalence) ; ainsi que l’efficacité souriante du secrétariat du LOCIE, composé de Mireille SAUCE, d’Isabelle D’ERRICO, et de Martine VILLARD. Cédric POINARD, accompagné de son éternelle bonne humeur, devrait également figurer aux côtés des sus-nommés, au poste d’ingénieur instrumentation.

L’équipe de RYB-Terra m’aura accueilli au quotidien pour les discussions du matin autour du café, évoquant avec moi les sujets des plus importants aux plus secondaires. Il aura même occasionnellement été question de géothermie. Merci à eux.

Dans un cadre plus général, je n’oublie pas Fabrice BOISSIER, qui a eu l’obligeance de penser à moi au moment de proposer des noms pour pourvoir ce poste. J’adresse également une pensée aux trois mousquetaires (des cinq doigts de la main) qui m’ont précédé en tant que doctorant évoluant dans ce même cadre : Mikaël PHILIPPE, Vincent PARTENAY, et KIM Eui-Jong. Pour les moments passés au BRGM, je remercie Charles MARAGNA pour les hectogrammes de références bibliographiques, Hervé LESUEUR pour les nombreuses idées de départ, Elisabeth ORTEGA pour la gestion administrative, Morgane LE BRUN pour le violoncelle, et Elodie GIUGLARIS pour le violon et les photos de paysages grandioses.

Un merci tout particulier va à Alexandre VRAIN : pour son aide technique bien sûr, mais aussi pour sa témérité à me réclamer le café que je lui dois depuis trois ans. Avec les intérêts, tu pourras prétendre à une demi-tasse supplémentaire. Sans sucre.

Au cours de cette thèse, l’équipe d’ISTerre a eu la gentillesse de m’aider quant aux questions de géologie qui me troublaient. Je remercie en particulier Marielle COLLOMBET pour m’avoir initié au fonctionnement de terrain de la tomographie électrique, et Jean-Luc GOT pour le lien qu’il m’a permis d’établir avec le laboratoire. Grâce à ses nombreuses connaissances, et en particulier celles portant sur le sol de Savoie-Technolac, Gilles MÉNARD (EDYTEM) m’a servi de guide bienveillant pour les analyses des résultats de tomographie électrique. Anne-Cécile GRILLET (LOCIE) a accepté de me retrouver à maintes reprises au petit matin, pour effectuer des mesures de capacité calorifique avant que l’air ambiant n’ait atteint une température trop élevée pour la centrale de mesure.



A l'accueil de l'INES, le sourire et le flegme méritent d'être chaleureusement remerciés. Et qu'importe si j'ai parfois été à l'origine de la sonnerie de l'alarme, plus stricte que moi pour le respect des horaires.

Combien de personnes me faudrait-il encore remercier au sein du LOCIE et du LEB ! Les premiers noms qui me viennent à l'esprit sont ceux de Louis STEPHAN et de Loyal CHAHWANE. Fabio SICURELLA et Adrien BRUN, par leurs connaissances hétéroclites et leur éternelle bonne humeur, prennent ici également une place de choix. Il me sera impossible d'exprimer ma pleine reconnaissance à l'ensemble de mes collègues de bureau, si nombreux au cours de ces trois années : qu'aucun ne se sente lésé si je ne cite ici parmi eux que Mickaël RABOUILLE, Madi KABORE, et Jochen ALTENBEREND.

Par ailleurs, je remercie Yves CURTOUD, ainsi que Philippe HUM et le Blue Min'Do : tous ont patiemment supporté mes fausses notes et tenté de me faire progresser avec eux, dans des répertoires que j'ai découverts pour l'occasion. Il en va de même pour Kimkama, même si je n'ai cette fois plus l'excuse de la découverte du répertoire.

Le merci transplanétaire part vers la Nouvelle-Calédonie, et est adressé à la fanfare Malawi (et en particulier à Akim, Cap' Vince, Perruk, et Tiger), pour m'avoir réintégré à l'occasion de la tournée en Province Nord, correspondant aux cinq ans du groupe. Quel moment inoubliable ! Quel plaisir de retrouver le Caillou, quelle expérience de jouer en brousse, quel accueil à Poindah ! *Oleté*.

Ma famille et mon entourage restent dans mon esprit. Que nul ne se sente oublié si je n'évoque ici que Lulue et Jérémy. Katrin und Christian, ich lasse Euch natürlich an dieser Gruppe teilnehmen !

Ces remerciements seraient incomplets si je ne mentionnais pas Lucie, qui m'a supporté au quotidien. Et Coluche, qui aura si souvent cheminé à mes côtés.

# Nomenclature

## Alphabet latin

Notation	Unité	Signification
$a$	$\text{m}^2/\text{s}$	Diffusivité thermique
$Ax$		Profil d'observation thermique, sur l'axe de la corbeille $Cx$
$c$	$\text{m.s}^{-1}$	Célérité de la lumière dans le vide
$c_p$	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$	Capacité calorifique massique
$Cx$		Corbeille $x$
COP	-	Coefficient de performance
$d$	m	Distance caractéristique
DN	m	Diamètre nominal (exterieur) du tube
$E$	$\text{J.s}^{-\frac{1}{2}}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	Effusivité thermique
$G$	$\text{W.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$	Coefficient de transmission thermique d'un bâtiment
$h$	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	Coefficient de convection thermique
$h_{tot}$	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$	Coefficient d'échange total entre le sol et l'atmosphère
$H$	m	Hauteur de la corbeille
$I_n$		Fonction de Bessel modifiée de première espèce et d'ordre $n$
$J_n$		Fonction de Bessel de première espèce et d'ordre $n$
$L_{tot}$	m	Longueur hélicoïdale d'une corbeille
Nu	-	Nombre de Nusselt
$N_{spires}$	-	Nombre de spires de la corbeille réelle
$Ox$		Profil d'observation thermique
$p$	m	Pas de la corbeille
$P$	W	Puissance thermique
PAC		Pompe à chaleur
$P_{marche}$	W	Puissance thermique en fonctionnement
$q_v$	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$	Débit volumique
$Q$	J	Quantité de chaleur
$r$	m	Rayon
$r_e$	m	Rayon extérieur du tube
$r_i$	m	Rayon intérieur du tube
$r_\infty$	m	Rayon du cylindre de sol autour de la corbeille
$R$	m	Rayon de la corbeille
$R_{th}$	$\text{K.W}^{-1}$	Résistance thermique
$SDR$	-	Standard Dimension Ratio ( $SDR = \frac{r_e}{r_i}$ )
$t$	s	Date
$t_f$	s	Date la plus froide de l'année
$T$	K ou s	Température ou période temporelle
$T_{an}$	s	Durée d'une année
$T_{amp}$	K	Amplitude de température en surface
$\tilde{T}_{amp,air}$	K	Amplitude de température de l'air extérieur
$T_{cons,c}$	K	Température de consigne en chauffage
$T_{cons,f}$	K	Température de consigne en rafraîchissement
$T_f$	K	Température du fluide caloporteur (modèle en anneaux superposés)

### Alphabet latin (suite)

Notation	Unité	Signification
$T_{inj}$	K	Température retour du fluide caloporteur
$T_{moy}$	K	Température moyenne à l'année, en surface
$T_{ret}$	K	Température retour du fluide caloporteur
$T_s$	K	Température du sous-sol au contact de l'échangeur (modèle en anneaux superposés)
$U$	m.s <sup>-1</sup>	Vitesse horizontale de déplacement
$W$	J	Travail
$z$	m	Cote
$z_{bas}$	m	Cote du bas de l'échangeur
$z_{haut}$	m	Cote du haut de l'échangeur
$z_{\infty}$	m	Cote inférieure modélisée

### Alphabet grec

Notation	Unité	Signification
$\alpha_n$	-	$n^{eme}$ racine de $J_1(x)$
$\epsilon$	-	Emissivité de la surface
$\eta$	-	Fraction volumique d'eau sous forme liquide
$\theta$	K	Déficit de température
$\kappa$	-	Fraction volumique d'eau dans le sous-sol
$\lambda$	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	Conductivité thermique
$\rho$	kg.m <sup>-3</sup>	Masse volumique
$\sigma$	W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-4</sup>	Constante de Stefan-Boltzmann
$\varphi$	W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup>	Flux thermique surfacique
$\Phi$	W.K <sup>-1</sup>	Flux thermique
$\omega$	rad.s <sup>-1</sup>	Pulsation temporelle

### Indices

Notation	Signification
0	Au démarrage
$c$	Capteur (mesures d'effusivité thermique)
$cal$	Caloporteur
$eau, liq$	eau liquide
$ecoulement$	Ecoulement
$ext$	Extérieur
$glace$	Eau glacée
$ini$	Initial
$matrice$	Partie matricielle du sol, sans eau
$med$	A hauteur médiane
$nappe$	Nappe d'eau
$paroi$	Paroi
$s$	Sol ou sous-sol
$sol$	Composante totale du sol (matrice et eau)
$spire$	Spire de la corbeille
$TRT$	Test de réponse thermique

L'accentuation  $\sim$  correspond à une valeur sans perturbation thermique liée aux échangeurs géothermiques.

*Nota Bene :*

En raison des habitudes d'écriture, deux notations sont en doublon :  $T$  représentera généralement une température, mais pourra exceptionnellement représenter une période temporelle. De la même manière,  $r$  représentera généralement une distance à un axe d'axisymétrie ; mais la notation est utilisée en partie 2.2 pour évoquer un coefficient de réflexion et en partie B pour désigner une racine polynomiale.

A la lecture, il ne devrait cependant pas y avoir d'ambiguïté.

Ce manuscrit comportant beaucoup de formules mathématiques, nous faisons le choix de ne numéroter que les plus importantes.

# Introduction

Ces dernières décennies, la température moyenne de la surface du globe terrestre a augmenté. L'opinion majoritaire de la communauté scientifique est que l'origine est anthropique, c'est-à-dire que ce réchauffement est la conséquence des activités humaines (cf. partie 2.4 p39 du rapport de synthèse du GIEC, [1]). Que cela soit vérifié ou non, les premières modifications climatiques ont été constatées.

Parmi les conséquences attestées se trouvent le recul des glaciers et la fonte de la calotte polaire. Le terme de « réfugiés climatiques » a fait son apparition à l'aube du XXI<sup>e</sup> siècle, suite aux déplacements de familles papouasiennes. D'autres archipels du Pacifique tirent la sonnette d'alarme, à l'instar de Kiribati et de Tuvalu. Ailleurs sur le globe, des dérèglements climatiques de forte ampleur, mais passagers — sécheresses exceptionnelles, cyclones, . . . —, semblent devoir être reliés au réchauffement climatique.

C'est dans ce contexte qu'a été voté au niveau européen le « paquet législatif énergie/climat » ([2]). Les objectifs énoncés pour 2020 sont les suivants :

- réduire de 20% l'émission de gaz à effet de serre dans l'union européenne (par rapport au niveau de 1990), voire 30% dans le cas où un accord serait trouvé avec les autres pays développés ;
- porter à 20% la part des énergies renouvelables ;
- accroître l'efficacité énergétique afin de réduire de 20% la consommation d'énergie totale (par rapport aux projections pour 2020) ;
- atteindre 10% de biocarburants dans la part des carburants utilisés pour les transports.

Bien que ces objectifs soient affichés, les mesures ne sont pas toutes juridiquement contraignantes. Le Parlement européen a fait un pas en ce sens en votant en septembre 2012 la directive sur l'efficacité énergétique, mesure qui devrait jouer un rôle important dans l'objectif de réduction des émissions de gaz à effet de serre ([3]).

Quels leviers actionner pour atteindre ces objectifs ? Pour diminuer la quantité de gaz à effet de serre rejetés par kilowatt-heure produit, plusieurs solutions existent : par exemple pour les centrales à charbon, des technologies ont été développées pour traiter les rejets de  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_x$ , et de poussières ; et des méthodes de piégeage du  $\text{CO}_2$  font l'objet de recherches et de développements. En France, l'emploi du nucléaire est également une solution très avantageuse sur cet aspect.

Toutefois, au sein de l'union européenne, certains pays souhaitent ne plus avoir recours à cette technologie. Depuis les explosions de réacteurs nucléaires et les fuites de matières radioactives à Fukushima, en mars 2011, les principaux partis politiques allemands se sont même solidairement engagés sur une date à partir de laquelle cessera la production d'énergie nucléaire : 2022. Par conséquent, pour respecter ses engagements européens, l'Allemagne invite, par la voix de son ministre fédéral des affaires étrangères, ses « partenaires à nouer des liens de coopération étroits et constructifs pour saisir toutes les opportunités qui peuvent en résulter » [*de la sortie du nucléaire en Allemagne*] (cf. [4]).

Comment diminuer la part du nucléaire tout en évitant les rejets de gaz à effet de serre ? Si l'on se restreint au domaine du bâtiment, quelques solutions à mettre en œuvre seraient par exemple :

- la conception bioclimatique des bâtiments et de leur enveloppe, entraînant une diminution des besoins par une utilisation raisonnée des matériaux (isolation, orientation des surfaces vitrées, . . .) ;

- un comportement responsable de la part des occupants, adoptant des « attitudes propres » permettant également de diminuer leurs besoins (consignes de thermostat, utilisation raisonnée de l'eau chaude, stratégie d'ouverture et de fermeture des fenêtres et des volets, ...);
- la diminution des pertes sur les réseaux énergétiques (lignes électriques très haute tension, réseaux de chaleur locaux, ...);
- la production locale d'énergie directement utilisable (selon les ressources locales : photovoltaïque, bois énergie, biomasse, solaire thermique, éolien, géothermie, aquathermie, aérothermie, ...).

Parmi ces nombreuses solutions, cette thèse se propose d'explorer une voie spécifique : la géothermie de surface, au moyen d'un échangeur hélicoïdal. Il faudra alors employer également une machine thermique, la pompe à chaleur : et même si la majeure partie des besoins énergétiques proviendra du sous-sol, il sera encore nécessaire d'alimenter le compresseur ainsi que les auxiliaires, comme la pompe de circulation. Malgré ces alimentations, généralement électriques, l'efficacité énergétique de ce système est meilleure que celle des systèmes traditionnels dès lors que les dimensionnements sont bien effectués. Un système de pompe à chaleur peut ainsi permettre un confort comparable à un chauffage plus classique, tout en diminuant les besoins énergétiques.

De tels dimensionnements nécessitent un outil fiable, suffisamment simple à mettre en œuvre, et dont les limites sont connues. Le cheminement suivi au cours de cette thèse consiste à se rapprocher toujours davantage d'un tel outil. Ainsi, le chapitre 1 présente-t-il le cadre général de l'étude, et notamment le secteur du bâtiment, les pompes à chaleur, et les différents systèmes de géothermie de surface. A l'issue de ce chapitre, seuls les échangeurs hélicoïdaux sont considérés.

Le chapitre 2 présente les réalisations pratiques réalisées lors du doctorat. Il s'agit principalement de détailler le matériel ayant servi aux expériences, d'étudier le terrain d'installation, et de vérifier les caractéristiques thermiques de l'eau glycolée employée. Un prototype de capteur, rappelant le « Touchau », est également décrit dans ce chapitre. L'objectif de ce prototype est de remonter à l'effusivité thermique du terrain d'installation par simple contact. Cette grandeur a en effet été identifiée comme prépondérante lors de l'utilisation des échangeurs hélicoïdaux.

Par la suite, le chapitre 3 propose des modélisations de ces échangeurs hélicoïdaux, de la plus réaliste géométriquement à la plus simple d'utilisation. Les résultats de ces modélisations sont comparés à l'aide de simulations par éléments finis ; puis les rôles de certains paramètres sont mis en avant, à partir des résultats fournis par l'un des modèles.

Grâce aux modélisations présentées dans le chapitre 3, et à l'aide de résultats obtenus lors des simulations, le chapitre 4 développe une théorie analytique permettant d'obtenir les températures les plus significatives. Cette théorie mathématique a l'avantage d'explicitier le rôle des différentes grandeurs physiques rencontrées, et d'avoir des limites claires quant au cadre dans lequel elle peut être employée. Elle permet de surcroît de développer le principe d'un « test de réponse thermique », visant à obtenir la résistance thermique de contact au niveau de l'échangeur, ainsi que l'effusivité thermique du lieu d'installation.

Le chapitre 5 fournit des résultats à visée directement industrielle. Il s'agit notamment de proposer des modifications de géométrie de l'échangeur géothermique, d'exposer la problématique du dimensionnement d'une installation, et de proposer des outils logiciels permettant d'aider à ce dimensionnement.

Enfin, le chapitre 6 permet de conclure ce travail de thèse, et de proposer des perspectives pour l'approfondir.

# Chapitre 1

## Bibliographie et contexte de l'étude

### 1.1 Le bâtiment en France

#### 1.1.1 Chiffres-clés

En 2009, la consommation d'énergie du secteur résidentiel est en phase de régression en France. En terme de consommation finale, le secteur résidentiel-tertiaire représente selon l'ADEME 68,7 Mtep sur une consommation finale totale de 155,9 Mtep, les données étant celles de 2009 entendues à climat normal (cf. p19 de [5]). La part résidentiel-tertiaire s'élève ainsi à 44% du total, celui-ci étant décomposé entre transports, agriculture-pêche, résidentiel-tertiaire, sidérurgie, et industrie.

D'après l'ADEME, la consommation d'énergie finale du seul secteur résidentiel (hors bois) s'élève à 422,7 TWh. En 2008, la part du chauffage s'élevait à 64,4% ; et celle de la production d'eau chaude sanitaire à 11,6%. La part liée au rafraîchissement de l'air se retrouve ainsi incluse parmi les « usages spécifiques », dont la part totale vaut 17,5% (cf. p43 de [5]).

Cette consommation est fortement dépendante du climat et des types de logements. Toujours selon l'ADEME (cf. p39 de [5]), le secteur résidentiel comptait en 2009 18,7 millions de logements construits avant 1975 et 13,9 millions de logements construits après 1975. Parmi les résidences principales, en particulier dans les immeubles collectifs, le gaz est l'énergie la plus utilisée pour le chauffage, équipant 44% de ces logements. L'électricité est utilisée dans 32,5% de ces logements, mais sa part est aujourd'hui inférieure à 20% dans les logements neufs ([6]) ; puis le fioul a un taux d'équipement de 15,5%, principalement dans les maisons individuelles (cf. p40 de [5]).

#### 1.1.2 Réglementations et labels

Un travail important sur les besoins en chaud et en froid dans le bâtiment permettrait ainsi de contribuer largement aux exigences fixées par le Grenelle de l'environnement d'une part, et par l'union européenne d'autre part. C'est dans cette logique que sont développés les réglementations thermiques successives (« *RT 2012* ») et les labels de type *BBC* (bâtiment basse consommation) ou *Passivhaus*.

Il faut préciser que ces labels fixent également d'autres contraintes, portant par exemple sur la perméabilité à l'air. Dans ce manuscrit, « le » label *BBC* renvoie à l'arrêté du 8 mai 2007 publié au journal officiel du 15 mai 2007 ; en effet, ce label évolue régulièrement, de manière à fixer des objectifs plus élevés que ceux des réglementations thermiques.

Un arrêté du 24 mai 2006 divise la France métropolitaine en huit zones climatiques, auxquelles sont associés des coefficients de rigueur climatique. A partir de ceux-ci, et de l'altitude du bâtiment, la réglementation thermique de 2005 (*RT 2005*) expose une méthode pour estimer la consommation

énergétique du bâtiment. Celle-ci est calculée en énergie primaire — c'est-à-dire l'énergie à fournir initialement, et non pas l'énergie utilisée par le bâtiment —, et rapportée à la surface hors œuvre nette (SHON).

Depuis, différents labels ont fait leur apparition, permettant de quantifier la performance énergétique du bâtiment réel par rapport à un bâtiment de référence. Comme le label *BBC*, la *RT 2012* établit à  $50 \text{ kWh/m}^2\text{SHON}$  la consommation annuelle maximale du bâtiment, exprimée en énergie primaire. Ce chiffre est ensuite à moduler selon la zone climatique et l'altitude. Cinq usages énergétiques sont pris en compte ([7]) :

- le chauffage,
- la climatisation,
- la production d'eau chaude sanitaire,
- l'éclairage,
- les auxiliaires de type ventilation, pompes, ...

Parallèlement aux considérations énergétiques, il faut citer la démarche HQE (Haute Qualité Environnementale). L'ADEME rappelle qu'il « ne s'agit pas d'une nouvelle norme, ni d'un label supplémentaire. La HQE est d'abord une démarche, celle de "management de projet", visant à limiter les impacts d'une opération de construction ou de réhabilitation sur l'environnement tout en assurant à l'intérieur du bâtiment des conditions de vie saines et confortables » ([8]). La démarche cible quatorze points, répartis en quatre catégories :

- éco-construction,
- éco-gestion,
- confort,
- santé.



FIGURE 1.1 – Avec l'aimable autorisation de assohqe

### 1.1.3 Besoins énergétiques des bâtiments récents

Les systèmes sur pompes à chaleur s'inscrivent dans la logique de réduction des consommations énergétiques, et contribuent ainsi à remplir les objectifs fixés par les réglementations thermiques. Il ne s'agit pas de diminuer l'énergie finale fournie au bâtiment, mais l'énergie primaire permettant de répondre à ces besoins (cf. partie 1.2), en faisant appel à une ressource locale et renouvelable. L'installation de telles machines thermiques nécessite toutefois un dimensionnement cohérent, moins aisé à obtenir que pour d'autres systèmes plus classiques, dans lesquels la question du surdimensionnement se pose de façon moindre.

Pierre Tittlein rappelle dans sa thèse de doctorat [9] que « les environnements de simulation énergétique existants ont été conçus pour des bâtiments classiques pour lesquels les consommations



sont beaucoup plus importantes que celles fixées pour 2012 ». On conçoit aisément que les estimations énergétiques des nouveaux bâtiments soient encore l'affaire de spécialistes, et que la bonne utilisation de modèles simples nécessite un réel savoir-faire de la part de l'utilisateur.

Certains logiciels ont toutefois été développés spécialement pour estimer ces besoins thermiques, par exemple sous un environnement Simspark ou TRNSYS. Benoît Beauchamp *et al.* ([10]) signalent également une étude réalisée à partir d'EnergyPlus.

Comme les systèmes géothermiques ne viennent pas s'intégrer en façade, ils n'influencent pas les besoins énergétiques du bâtiment, du moins s'ils ne modifient pas les échanges thermiques entre le sol et le bâtiment. C'est pourquoi ce type de logiciels reste adapté à l'estimation des besoins thermiques du bâtiment lorsque l'on considère une solution géothermique. Il est alors possible de réaliser ces estimations de manière indépendante, puis de dimensionner en conséquence la pompe à chaleur et le système permettant les échanges avec la source froide.

## 1.2 Principe d'une pompe à chaleur (PAC)

Le bâtiment représente ainsi le point de départ de toute étude appliquée. Ses besoins thermiques, en chaud et en froid, vont être à l'origine des choix de dimensionnement de l'installation thermique. L'énergie sera cédée au bâtiment par des émetteurs, qui peuvent avoir la forme de poêles, d'âtres, de radiateurs, ...

Parmi ces émetteurs, certains sont appelés « basse température » : citons notamment les ventilo-convecteurs et les planchers chauffants. Pour chauffer la pièce dans laquelle ils se situent, ces émetteurs sont alimentés par des températures dont l'ordre de grandeur se situe typiquement entre 35°C et 50°C (cf. par exemple partie 1 – p20 de [11]). Techniquement, de bonnes performances thermiques peuvent résulter de l'utilisation conjointe de ces émetteurs et d'une pompe à chaleur.

### 1.2.1 Cycle de Carnot

Naturellement, la chaleur (transfert d'énergie sous forme thermique) va d'un milieu de température élevée vers un milieu de température plus faible. Par exemple, en hiver, un bâtiment à 20°C tend à céder de l'énergie à l'environnement extérieur, plus froid. Ce sont ces déperditions qu'il faudra compenser par le système de chauffage.

Toutefois, des machines thermiques sont à même d'inverser le sens de ce transfert, à condition de bénéficier d'une autre source d'énergie. L'exemple le plus classique d'une telle machine thermique est le réfrigérateur : alimenté par le réseau électrique, il diminue la température en son sein, en évacuant la chaleur dans le milieu ambiant, de température plus élevée.

Le cycle de Carnot est d'une grande importance théorique pour les machines thermiques. C'est en effet le cycle qui permet d'avoir une efficacité maximale (Sadi Carnot, [12]) : c'est-à-dire, étant données deux sources de températures fixes  $T_f$  et  $T_c$ , avec  $T_f < T_c$  :

- c'est le cycle qui permet de maximiser les transferts sous forme de chaleur de  $T_f$  vers  $T_c$ , à partir d'un travail reçu prédéfini ;
- c'est également le cycle qui permet de récupérer la plus grande énergie sous forme de travail, à partir des échanges sous forme de chaleur entre les deux sources. Ceci est mentionné ici pour des raisons historiques, puisqu'il s'agissait initialement d'exploiter la « puissance motrice du feu » (Sadi Carnot, [12]).

Le cycle de Carnot se décompose en quatre étapes ([13]), représentées sur le diagramme en figure 1.2 :

1. Un fluide liquide à basse pression subit une détente isotherme (dans un évaporateur). Il y a un échange de chaleur  $Q_f$  avec la source froide, à température  $T_f$ . Du point de vue du fluide,  $Q_f > 0$  : la chaleur est prélevée à la source froide et vient augmenter l'enthalpie du fluide, qui se vaporise.

2. La vapeur à basse pression subit une compression adiabatique (dans un compresseur). Il y a un apport d'énergie  $W$  sous forme de travail : du point de vue du fluide,  $W > 0$ . La vapeur est désormais à une pression plus élevée.
3. La vapeur à haute pression subit une compression isotherme (dans un condenseur). Cet échange de chaleur  $Q_c$  avec la source chaude se fait à température  $T_c$  : du point de vue du fluide,  $Q_c < 0$ . La vapeur se liquéfie.
4. La dernière étape est une détente adiabatique (dans un détendeur). Le fluide se retrouve sous forme liquide, à basse pression, et le cycle recommence. Le fluide étant incompressible (à l'état liquide), le travail à fournir est nul.

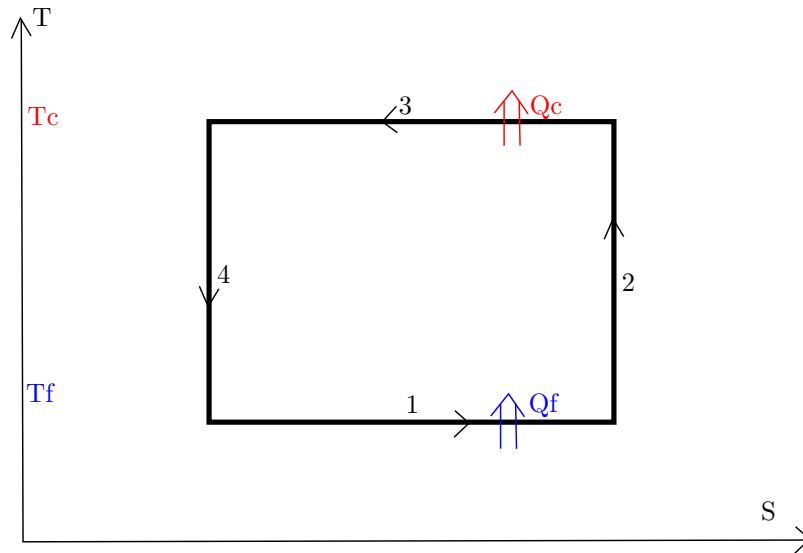


FIGURE 1.2 – Cycle de Carnot pour une pompe à chaleur

Ce cycle peut avoir lieu dans la mesure où la température d'évaporation du fluide dépend de la pression à laquelle il se trouve. En jouant sur ces pressions, il est possible d'utiliser un même fluide pour différentes températures  $T_f$  et  $T_c$ .

L'énergie interne est une *fonction d'état*. En tant que telle, le bilan énergétique sur un cycle est nul, et

$$W + Q_f + Q_c = 0$$

De plus, les compressions et détentes adiabatiques du cycle de Carnot sont isentropiques (car supposées réversibles). En raisonnant sur l'entropie échangée sur un cycle (à l'évaporateur d'une part, au condenseur d'autre part) :

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} = 0$$

soit  $-\frac{Q_c}{Q_f} = \frac{T_c}{T_f}$

Ces deux équations permettent d'établir l'efficacité du cycle à partir des températures, exprimées en Kelvin. Deux cas sont à distinguer, selon l'utilisation souhaitée :

- apporter de la chaleur à la source chaude (chauffage d'un bâtiment) ;
- ou prélever de la chaleur à la source froide (rafraîchissement d'un bâtiment, réfrigérateur).

L'efficacité se définit comme le rapport :

$$\begin{aligned}\frac{-Q_c}{W} &= \frac{Q_c}{Q_f + Q_c} = \frac{1}{Q_f/Q_c + 1} = \frac{1}{-T_f/T_c + 1} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \text{ en production de chaleur} \\ \frac{Q_f}{W} &= \frac{-Q_f}{Q_f + Q_c} = \frac{-1}{1 + Q_c/Q_f} = \frac{-1}{1 - T_c/T_f} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \text{ en prélèvement de chaleur}\end{aligned}$$

Ainsi, quel que soit le mode de fonctionnement, l'efficacité du cycle de Carnot est le rapport entre

- la température du côté « utile » ;
- et la différence de température entre les deux sources.

### 1.2.2 Cycles réels des pompes à chaleur

Le cycle de Carnot a été qualifié de théorique. En effet, certaines hypothèses ne tiennent plus sur les cycles réels. En particulier, au compresseur et au détendeur, les transformations ne sont ni adiabatiques, ni quasi-statiques : il y a à la fois de la chaleur dissipée et de la création d'entropie. De surcroît, les températures des sources ne sont pas thermostatées : l'apport (ou le prélèvement) de chaleur à l'évaporateur et au condenseur se traduit par une modification de la température des fluides lors des périodes de surchauffe, de désurchauffe, et de sous-refroidissement (cf. Jacques Bernier, [14]), et même sur toute la durée du passage lorsque les fluides frigorigènes employés ne changent pas d'état à température constante. Enfin, à l'évaporateur et au condenseur, il faut tenir compte du rendement des échangeurs, et donc des pertes d'énergie utile.

C'est pourquoi l'efficacité du cycle de Carnot n'est jamais atteinte en pratique. On lui substitue le coefficient de performance (COP), défini comme le rapport entre la puissance côté utile (le bâtiment) et la puissance fournie au compresseur. Ces coefficients sont majorés par les efficacités du cycle de Carnot :

$$\begin{aligned}COP_{chaud} &\leq \frac{T_{bat}}{T_{bat} - T_{ext}} \text{ en production de chaud} \\ COP_{froid} &\leq \frac{T_{bat}}{T_{ext} - T_{bat}} \text{ en production de froid}\end{aligned}$$

où  $T_{bat}$  est « la » température côté bâtiment et  $T_{ext}$  côté extérieur.

Il est rare que les températures restent constantes tout au long de l'année, de telle sorte que les COP s'entendent soit sur une période donnée, soit à des températures d'essai.

Supposons par exemple qu'une pompe à chaleur travaille sur de l'eau glycolée (côté extérieur) à 0°C pour fournir une arrivée d'eau à 30°C à un plancher chauffant (côté bâtiment). Le coefficient de performance est alors borné par  $\frac{303,15}{30} \simeq 10,1$  : c'est-à-dire que, pour une puissance au compresseur de 1 kW, la puissance théorique maximale fournie au bâtiment sera de 10,1 kW.

En géothermie, les COP habituels varient de 3,5 à 5,0 (cf. [15]). Ces ordres de grandeur recouvrent diverses solutions de capteurs enterrés et diverses configurations de fonctionnement.

Une autre indication de ce qui peut être considéré comme un « COP performant » se trouve au niveau du crédit d'impôt en France : selon l'ADEME ([16]), pour pouvoir y prétendre, à compter du 1<sup>er</sup> janvier 2010, le COP doit être supérieur à 3,4 lorsque la finalité principale est de chauffer un local. Ce dernier COP est entendu pour des températures d'eau glycolée à l'évaporateur de -3°C et 0°C (sortie/entrée), et des températures d'eau au condenseur de 30°C et 35°C (entrée/sortie).

Il existe une deuxième façon de définir le coefficient de performance, en considérant l'énergie nécessaire à l'installation dans son ensemble. Il faut alors prendre en compte également les circulateurs, qui doivent compenser les pertes de charge des réseaux hydrauliques, ainsi que tous les

auxiliaires. On parle de COP « système », par opposition au COP « machine » qui ne tient compte que du compresseur de la pompe à chaleur.

Enfin, on peut également définir des coefficients de performance saisonniers, qui reflètent le comportement moyen sur une plus longue durée, par exemple la saison froide dans son ensemble. Pour déterminer de tels coefficients de performance, il est nécessaire de pouvoir estimer l'évolution des températures du fluide caloporteur. Ceci peut sembler aisé lorsque la source froide est l'air extérieur (aérothermie), dans la mesure où l'on peut considérer que l'échange d'énergie thermique ne vient pas perturber la température atmosphérique. Il en va de même lorsque la source froide est une nappe circulante (aquathermie).

Si la source froide est le sous-sol (géothermie sèche), les principaux échanges se font par conduction : il n'y a alors plus (ou très peu) de composante convective ou advective qui permet d'homogénéiser la température de la source froide. Il devient nécessaire de considérer de plus près les échanges thermiques qui se produisent au niveau du sous-sol, dans l'environnement proche des échangeurs géothermiques.

## 1.3 Extraire la chaleur du sous-sol

Lors de l'utilisation d'échangeurs géothermiques, le sous-sol va être soumis à des changements de températures significatifs. L'évolution spatio-temporelle des températures dans le sous-sol doit alors être prise en compte. Yoed Rabin et Eli Korin ([17]) rappellent toute la complexité qu'il y a à prendre en compte chacun des effets : non seulement le sous-sol contient des éléments solides, liquides, et gazeux, mais de surcroît les variations de température peuvent entraîner des transferts de masse. Selon les mêmes auteurs, il est également très compliqué de déterminer des paramètres comme la diffusivité hydraulique du sol en présence. Dans notre cas, un phénomène supplémentaire intervient : les températures peuvent être amenées à descendre sous le point de solidification de l'eau, qui se transforme alors en glace.

Il ne sera généralement pas possible de déterminer et de décrire toutes les spécificités des sols en présence : aussi devons-nous utiliser des hypothèses simplificatrices, représentatives d'un comportement moyen du sous-sol. La première étape – la plus simple – consiste à supposer que le sous-sol est homogène spatialement et temporellement. Cette hypothèse est souvent utilisée en géothermie : Christine Doughty *et al.* ont même montré que la prise en compte des variations dues aux variations de température ou d'humidité ne permettaient pas un gain de précision significatif dans leurs cas d'étude, alors que les calculs sont nettement alourdis ([18]).

### 1.3.1 L'équation de la chaleur

Les transferts de chaleur sont régis par une équation mathématique introduite par Joseph Fourier, un mathématicien et physicien français à qui l'on doit également les séries de Fourier. Cette équation est connue sous la dénomination « équation de la chaleur », et peut se formaliser ainsi : soit un domaine d'étude  $\Omega$ , de masse volumique  $\rho$ , de capacité calorifique massique  $c_p$ , et de conductivité  $\lambda$ . Soit  $P$  une production volumique de chaleur propre (exprimée en  $\text{W/m}^3$ ). Lorsque les transferts se font par conduction seule, l'évolution spatio-temporelle de la température  $T(M, t)$  est régie par l'équation aux dérivées partielles

$$\forall M \in \Omega, \rho c_p \frac{\partial T(M, t)}{\partial t} = \lambda \Delta T(M, t) + P$$

où  $\Delta$  est l'opérateur Laplacien.

Il est à noter que les grandeurs  $\rho$ ,  $c_p$ ,  $\lambda$  et  $P$  peuvent également être des fonctions de l'espace et du temps, auquel cas l'équation de la chaleur s'adapte aisément. Comme toute équation aux dérivées partielles, des conditions initiales ( $t = t_0$ ) connues et des conditions aux limites données (pour  $t > t_0$  et pour tout  $M \in \partial\Omega$ ) impliquent l'existence et l'unicité d'une solution  $T(M, t)$  sur tout le domaine d'étude  $\Omega$ , à tout instant  $t > t_0$ .

De nombreux ouvrages ont pour sujet l'équation de la chaleur et ses solutions. A ce titre, Horatio Scott Carslaw et John Conrad Jaeger traitent de nombreux cas ([19]), en les formalisant mathématiquement et en donnant si possible des solutions analytiques.

Il n'est pas toujours aisé de trouver un ensemble de conditions (initiale et aux limites) qui soit à la fois bien posé mathématiquement et qui reflète bien la réalité du système physique. Ceci étant fait, il est rarement possible de trouver une solution analytique. En revanche, il est toujours possible de décrire les évolutions spatio-temporelles à l'aide de la théorie des différences finies ou des éléments finis. Les résultats donnés par ces théories sont des approximations de la solution analytique : et sauf cas très particuliers, l'augmentation du nombre de mailles spatiales et la diminution du pas de temps permet de faire converger ces résultats vers la solution des équations.

L'obtention de ces résultats se fait au moyen d'un algorithme — une routine de calculs —, qui peut tout à fait être exécuté par un ordinateur. Les logiciels *ad hoc* disposent de plusieurs solveurs spécialement implémentés pour ce type de calculs. La solution mathématique étant unique, les résultats des simulations doivent converger vers cette solution quel que soit le solveur utilisé. Selon le problème décrit, certains solveurs sont cependant mieux adaptés que d'autres : ceci peut être pour des raisons de robustesse, de rapidité de convergence, de rapidité de calcul, ou encore de nombre de mailles nécessaires.

### 1.3.2 Les échangeurs géothermiques

L'ADEME et le BRGM recensent différentes solutions techniques ([20]), classiquement qualifiées de « géothermiques », pour les usages domestiques et tertiaires. Il s'agit :

- des capteurs horizontaux ;
- des sondes géothermiques verticales et des champs de sondes ;
- des fondations thermoactives ;
- des puits canadiens (ou provençaux) ;
- de l'utilisation des aquifères.

Nous pouvons classer les premières méthodes (capteurs horizontaux, sondes verticales, fondations thermoactives) dans la géothermie sèche ; les puits canadiens dans l'aérothermie (la chaleur étant véhiculée par l'air extérieur, réchauffé ou refroidi au contact du sous-sol) ; et l'utilisation des aquifères dans l'aquathermie.

Le principe de la géothermie sèche en mode chauffage est le suivant : un fluide, dit *caloporteur*, est injecté froid dans le sous-sol. Il en ressort tiédi. Ce surplus de chaleur sera utilisé à l'évaporateur de la pompe à chaleur, et le fluide refroidi pourra être réinjecté dans le sous-sol.

En fonctionnement, il n'y a donc aucune extraction de matière : seul le fluide caloporteur circulera dans le sous-sol, en boucle fermée. C'est la distinction avec l'aquathermie, qui utilise l'eau présente sur le lieu d'installation.

Selon la thèse de doctorat de Mikael Philippe ([21]), les échangeurs thermiques les plus utilisés actuellement sont les sondes verticales, et en France les échangeurs horizontaux. Ces derniers sont beaucoup moins utilisés en Europe, et moins encore aux Etats-Unis.

La plupart des sondes verticales sont composées d'un ou de deux tube(s) en forme de U, inséré(s) dans un forage dont la profondeur classique varie de cent à deux-cent mètres. Cette technique permet de profiter de températures de sous-sol relativement élevées ; mais les forages initiaux sont coûteux. Selon l'ADEME et le BRGM ([20]), la puissance récupérée est de l'ordre de 50 W/m.

Les capteurs horizontaux sont enfouis sous la surface du sol, dans la zone hors-gel. Les profondeurs typiques d'installation sont de soixante à cent vingt centimètres. Il faut compter avec une puissance thermique de l'ordre de 15 à 20 W pour un mètre linéaire de tube posé (cf. [20]). Aussi faut-il soigneusement dimensionner l'écart entre les tubes pour ne pas prélever trop de chaleur sur un trop petit volume de sol ; la limite restant la surface disponible pour l'installation.

Mikael Philippe évoque également les échangeurs compacts ([21]). Il s'agit de compromis entre la solution « verticale », considérée efficace et coûteuse, et la solution « horizontale », considérée moins efficace mais également moins coûteuse.

Dans le secteur tertiaire français, quelques solutions géothermiques ont été mises en avant. En région parisienne, il y a beaucoup de prélèvements sur le bassin du Dogger, pour des buts « aquathermiques ». L'aéroport de Paris-Orly a installé une telle solution : l'eau est récupérée à 1800 m de profondeur, à une température de 74°C ; il y a un échange de chaleur vers le circuit d'eau chaude de chauffage ; et l'eau refroidie est réinjectée dans le Dogger, suffisamment loin en aval. La puissance indiquée par ADP pour ce doublet est de 10 MW ([22]).

Daniel Pahud donne également un exemple, en Suisse, de géothermie sur pieux ([11]) : il s'agit de l'aéroport de Zurich, « Dock Midfield ». A Londres, le site de Saint Luke Church a mis en place une solution de géothermie verticale (Henk Witte *et al.*, [23]). Valentin Trillat-Berdal étudie ce même système pour le chauffage d'une maison de 180 m<sup>2</sup> en Savoie ([24]), et évoque une autre installation existant à Lugano, en Suisse. Quant aux corbeilles géothermiques (échangeurs compacts), elles satisfont par exemple les besoins en chauffage et en production d'eau chaude sanitaire d'une maison MINERGIE de 160 m<sup>2</sup> à Alberswil (société suisse pour la géothermie, [25]).

Pour étudier l'interaction de tels objets avec leur environnement, celui-ci doit être caractérisé. Aussi la partie 1.3.3 détaille-t-elle ce qui est connu des premiers mètres sous la surface, qui constituent l'environnement immédiat des échangeurs géothermiques hélicoïdaux.

### 1.3.3 Caractérisation thermique du proche sous-sol

#### Propriétés thermiques

Il est classique de considérer que les propriétés thermiques du sous-sol (conductivité et capacité calorifique) sont constantes dans le temps et dans l'espace. Christine Doughty *et al.* montrent que les résultats d'études thermiques numériques peuvent être améliorés en considérant ([18]) :

- une dépendance de la conductivité thermique selon la température,
- et une dépendance de la capacité calorifique volumique selon l'humidité.

Toutefois, les auteurs aboutissent à la conclusion que les calculs deviennent beaucoup plus lourds, pour un gain de précision assez faible.

Par ailleurs, les transferts d'humidité sont difficilement descriptibles dans le proche sous-sol (cf. Philippe Bataillard et Valérie Guérin [26] sur la zone vadose, zone insaturée en eau). Toutefois, il est fréquent de trouver quelques résultats empiriques de type : « il n'y a pas de transfert d'humidité dans de l'argile saturée à plus de 20% » (Christine Doughty *et al.* [18], Yoed Rabin *et al.* [27]). Dans les faits, il est possible que la chaleur du sous-sol soit transférée selon des phénomènes de convection (certains sables semblent présenter cette caractéristique) : il faut alors considérer la perméabilité et le gradient hydraulique. Dans la pratique, si le sous-sol n'est pas réputé avoir de fortes variations d'humidité et qu'il n'y a pas de nappe circulante, il sera possible d'admettre que le rôle de la convection est minime par rapport à celui de la conduction.

C'est pourquoi les études de géothermie sèche prennent en compte des hypothèses de transferts thermiques par conduction seulement, et de propriétés thermiques homogènes dans le temps et dans l'espace. Des valeurs type de ces propriétés sont fournies, pour une large gamme de sols, dans le document « VDI 4640 » ([28]).

#### Températures du sous-sol non-perturbé

Quelle est la répartition de température initiale du proche sous-sol ? Dans le cas qui nous occupe, les profondeurs sont suffisamment faibles pour qu'il n'y ait pas besoin de prendre en considération le gradient géothermique. A partir des propriétés du sous-sol, c'est la température de l'air extérieur qui va permettre d'accéder aux températures du proche sous-sol. Daniel Pahud indique ([11]) qu'il suffit de considérer les variations saisonnières de température : la variation de température sur l'année étant ainsi donnée comme une sinusoïde. En effet, les variations de température en surface sont d'autant moins ressenties que :

- la profondeur est grande ;
- la diffusivité thermique du sous-sol est faible ;

- la pulsation de la variation est élevée.

Daniel Pahud donne les profondeurs de pénétration pour une diffusivité thermique de  $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  ([11]) — ce qui représente une diffusivité déjà élevée. La profondeur de pénétration est définie comme la profondeur à laquelle l’amplitude maximale de l’onde (thermique) est divisée par la valeur  $e$  de l’exponentielle ; ce qui représente un amortissement de plus de 60% de l’onde. Ces distances sont :

- pour une période d’une heure : 0,03 m
- pour une période d’un jour : 0,17 m
- pour une période d’une semaine : 0,44 m
- pour une période d’un mois : 0,91 m
- pour une période d’un an : 3,17 m

*Note Bene :*

Dans la pratique, il est généralement possible de considérer que les températures se répètent, en moyenne, d’une année sur l’autre (période d’un an). On peut alors définir une *année type*. Les variations régulières se font selon une superposition de « sous-périodes » : celles d’un jour (il fait plus chaud dans l’après-midi qu’en fin de nuit) et celles d’un an (il fait plus chaud en été qu’en hiver). A la lecture des profondeurs de pénétration, il est intuitif que seules les premières dizaines de centimètres sont influencées par les variations de température sur une journée ; et que la température du sous-sol peut rapidement être décrite par les seules variations annuelles de température.

Considérons alors que la température de surface est décrite (à l’année) par la sinusoïde de pulsation annuelle  $\omega_a$ , et que la température soit minimale en  $t = t_{froid}$  :

$$T_{surface}(t) = T_{moy} - T_{amp} \cos(\omega_a(t - t_f))$$

Une bonne approximation de la température du sous-sol, à partir de quelques dizaines de centimètres de profondeur, s’écrit alors à partir de la diffusivité  $a$  du sous-sol :

$$\tilde{T}(z, t) = T_{moy} - T_{amp} \cos(\omega_a(t - t_f) + z\sqrt{\frac{\omega_a}{2a}}) \exp(z\sqrt{\frac{\omega_a}{2a}}) \quad (1.1)$$

$z$  étant la cote considérée, négative ( $z = 0$  correspondant à la surface).

Nous reviendrons plus tard sur ce sujet ; mais reproduisons d’ores et déjà en figure 1.3 un schéma de Daniel Pahud, issu de [11], avec des valeurs numériques modifiées pour tenir compte d’un sol plus classique et de variations de températures extérieures représentatives de la région de Chambéry.

Nous pouvons remarquer sur la figure 1.3 que les températures sont à peu près stables dès 8 m de profondeur. Près de la surface, nous pouvons également constater un phénomène de « retard », lié à l’inertie thermique du sous-sol : à environ 2 m de profondeur, les températures sont maximales en automne et minimales au printemps, ce qui correspond à un déphasage de trois mois par rapport à la surface.

Pour bénéficier d’un déphasage de six mois et bénéficier de températures plus élevées en hiver qu’en été, il pourrait sembler intéressant d’enfouir les échangeurs à une profondeur de 6 m. Ceci rendrait toutefois l’installation plus difficile et plus coûteuse. De surcroît, la recharge thermique venant de la surface serait certainement modifiée par cette épaisseur de terrain jusqu’à l’échangeur et sa forte inertie : il est difficile d’estimer *a priori* si une telle mise en œuvre est plutôt favorable ou défavorable du point de vue de la thermique.

Dans la suite du manuscrit, nous restreignons l’étude aux seuls échangeurs hélicoïdaux, ainsi qu’à des profondeurs ne dépassant jamais la dizaine de mètres.

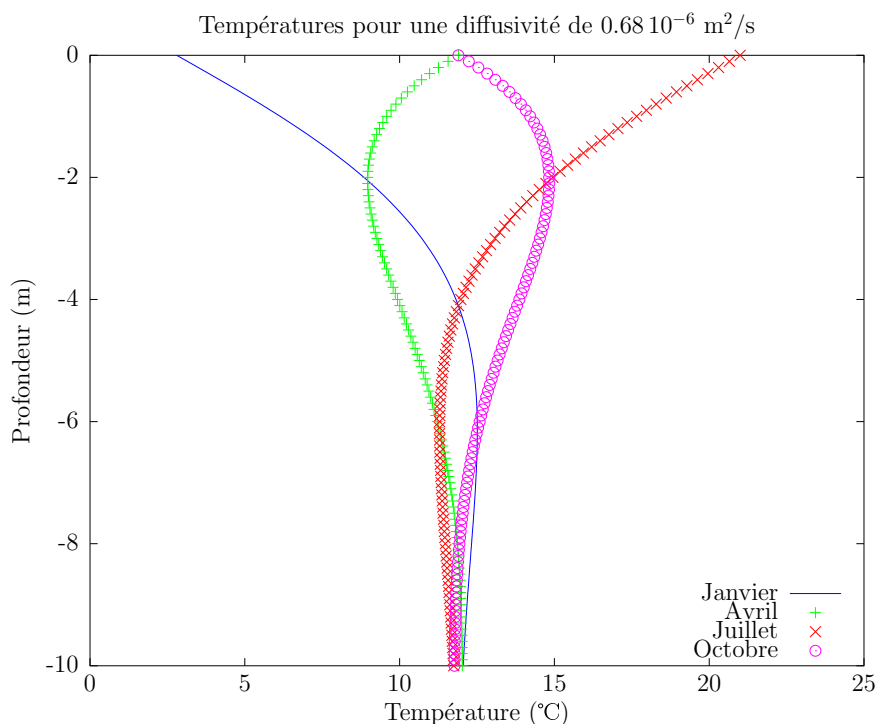


FIGURE 1.3 – Températures du sous-sol, simulées pour Chambéry

## 1.4 Les échangeurs hélicoïdaux

### 1.4.1 Description de l'échangeur et des principes de mise en œuvre

Qu'est-ce qu'un échangeur hélicoïdal ? Il s'agit d'un tube, généralement en cuivre ou en polyéthylène, qui s'enroule en hélice. Le résultat a une forme conique ou cylindrique. On peut le caractériser par sa hauteur totale, l'évolution de son rayon selon la hauteur, et le pas entre spires consécutives. Ces indications sont suffisantes pour déduire la longueur totale de tube enroulé.

D'autres indications peuvent être utiles pour terminer la caractérisation géométrique : le rayon (interne et/ou externe) du tube, et l'épaisseur de celui-ci.

Le retour se fera généralement par l'intérieur de l'échangeur ; Yuehong Bi *et al.* mentionnent toutefois une double hélice ([29]), composée de deux corbeilles de rayons différents mises en série. Le haut de l'échangeur sera enfoui à une profondeur de l'ordre de 1 m ; les liaisons se feront généralement vers 0,7 m de profondeur. Ces ordres de grandeur dépendent naturellement fortement des conditions de terrain et de l'installateur.

Les échangeurs, également nommés « paniers » ou « corbeilles », pourront être branchés en série ou en parallèle ([30]). Chaque échangeur ou chaque série d'échangeurs est relié(e) à des collecteurs, selon des montages hydrauliques de type Tickelman afin d'équilibrer les débits. Les collecteurs disposent de vannes de débit, grâce auxquelles il est possible de modifier les pertes de charge, et de finir d'équilibrer les débits si besoin est.

Ces collecteurs sont eux-mêmes reliés à la pompe à chaleur. Sur cette partie du réseau hydraulique, il faudra placer une pompe de circulation. On trouvera également un vase d'expansion et un filtre, dont les buts respectifs sont d'amortir les effets de la dilatation et de la contraction du fluide, et de piéger d'éventuelles impuretés qui seraient entrées dans le réseau hydraulique lors de l'installation ou d'une opération de maintenance.





FIGURE 1.4 – Corbeille en cuivre, sur le site du BRGM (Orléans)

La hauteur totale utile de ces échangeurs est généralement comprise entre 2 et 3 m ([31, 25, 30, 32, 33]). C'est pourquoi il est possible de les installer à l'aide d'outils de terrassement classiques, comme une pelle mécanique (cf. figure 1.7). Une variante intéressante consiste à creuser une tranchée seule à la pelle mécanique ; puis à ouvrir le sol avec une tarière de diamètre approprié (cf figures 1.5 et 1.6). En effet, le terrain sera généralement plus stable ; et le volume de terre perturbée par l'installation sera moindre, ce qui permet de préserver la compacité du sous-sol à une courte distance de l'échangeur. Toutefois, l'utilisation de cette technique dépend avant tout de la disponibilité de tarières : s'il est nécessaire d'en faire venir une d'un lieu éloigné, le surcoût de l'installation sera d'autant plus important. Donner à la corbeille une forme légèrement conique facilite la pose, dans la mesure où le trou creusé est lui-même toujours un peu conique (rayon plus faible au fond qu'en surface).

Parmi les constructeurs de tels échangeurs, on peut citer en Europe de l'Ouest les Allemands BetaTherm, Rehau, Enregis, et Sano ; les Autrichiens Zerob ; et le Français RYB-Terra. Une liste plus détaillée est proposée par Charlotte Becmeur ([34]).

Les liaisons aux collecteurs se feront au moyen de raccords mécaniques ou thermosoudables. Il est fortement recommandé de mettre le réseau en eau avant de remblayer, afin de vérifier l'absence de fuite. Puis les corbeilles seront remblayées, soit avec du sable, soit avec le sol excavé, duquel on aura enlevé les pierres. Ceci permettra à la fois d'éviter les chocs sur les corbeilles et d'assurer un bon contact thermique. Dans tous les cas, un compactage hydraulique est nécessaire : non seulement pour le contact thermique entre le sous-sol et la corbeille, mais également pour éviter l'affaissement ultérieur du terrain, lors de fortes précipitations par exemple.

Après la purge du réseau (pour évacuer l'eau ayant servi à vérifier l'étanchéité), il reste à mettre sous pression avec un fluide caloporteur. L'AWP indique un protocole standard ([35]), développé pour les sondes verticales. Le fluide caloporteur sera typiquement de l'eau glycolée, le glycol ayant simplement un rôle d'antigel. En effet, il est courant de descendre à des températures négatives, de l'ordre de  $-5^{\circ}\text{C}$  à  $-10^{\circ}\text{C}$ , et exceptionnellement encore inférieures. Otto J. Svec *et al.* indiquent que « pour la plupart des types de sol, les cycles de gel-dégel ne posent pas de problème ; cependant, dans l'argile sensible Leda, [...] un tassement appréciable s'est produit après le premier cycle gel-dégel en raison de l'affaissement initial de l'ouvrage en sol » ([36]). Ceci ne peut que renvoyer à



FIGURE 1.5 – Forage à 10 m avec une tarière (BRGM, Orléans)

l'intérêt de réaliser soigneusement le compactage du sol après la pose — en évitant toutefois les engins de chantier susceptibles d'abîmer les réseaux enfouis.

#### 1.4.2 Modélisations existantes

Les premières études portant sur les échangeurs hélicoïdaux remontent à quelques décennies, et restent peu nombreuses. On trouve généralement deux façons de les modéliser :

- un modèle en anneaux superposés (spires non jointives) ;
- un modèle en cylindre, adapté pour des pas compris entre 4 et 12 cm selon Christine Doughty *et al.* ([18]) ; et probablement jusqu'à 30 cm, puisque Yoed Rabin et Eli Korin indiquent que le pas ne joue qu'un faible rôle lorsqu'il varie de 10 à 30 cm ([17]).

La longueur totale de l'échangeur  $L_{tot}$  peut se calculer grâce à une intégrale curviligne sur l'hélice. Si l'on suppose que le rayon  $R$  de cette hélice se conserve, et qu'il y a un nombre de spires  $N_{spires} = \frac{H}{p}$ ,  $p$  étant le pas entre les spires, on peut également trouver le résultat par le théorème de Pythagore, en « dépliant » la corbeille :

$$\begin{aligned} L_{tot}^2 &= H^2 + (2\pi R N_{spires})^2 \\ &= H^2 \left( 1 + \left( \frac{2\pi R}{p} \right)^2 \right) \end{aligned}$$

La longueur hélicoïdale est ainsi donnée par la formule 1.2 :

$$L_{tot} = H \sqrt{1 + \left( \frac{2\pi R}{p} \right)^2} \quad (1.2)$$

Klaus Ramming ([37]) propose également une modélisation par un cylindre et deux demi-sphères, grâce à des coefficients de forme. Bien que la théorie initiale ait été développée initialement pour les échangeurs horizontaux et ne prenne donc pas en compte l'extension verticale des échangeurs hélicoïdaux, la méthode est digne d'intérêt.





FIGURE 1.6 – Forage à la tarière (BRGM, Orléans)



FIGURE 1.7 – Mise en œuvre à la pelle mécanique (INES, Savoie-Technolac)

Le principal avantage de ces modèles, par rapport à ceux représentant la géométrie réelle de l'hélice, est de présenter une invariance par rotation autour de l'axe de la corbeille. Une corbeille peut ainsi être modélisée de façon 2D-axisymétrique, et non plus en 3D. Ceci est particulièrement intéressant au niveau du compromis « taille de maille / temps de calcul » : une résolution meilleure (mailles plus serrées) peut être atteinte avec des temps de calcul très réduits (le nombre total de mailles étant fortement restreint). Ces modélisations sont illustrées sur la figure 1.8, issue de [17].

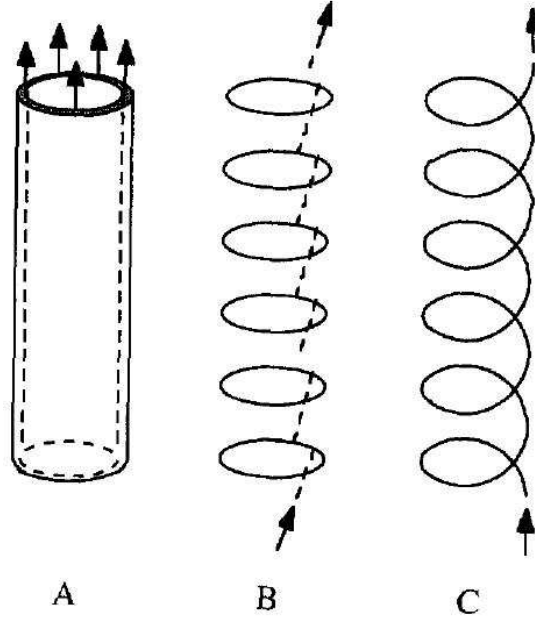


FIGURE 1.8 – Modélisations successives par Yoed Rabin *et al.*, [17]

Yoed Rabin *et al.* comparent expérimentalement une expérience de trente jours avec une solution obtenue pour un modèle en anneaux superposés ([27]), dans un sous-sol de diffusivité assez faible (environ  $0,566 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ). L'échangeur a une hauteur de 6 m, et sa partie supérieure est située à 4 m sous la surface. L'expérience réalisée, qui consiste à stocker de l'énergie thermique dans le sol, offre une bonne adéquation avec le modèle. Dans [27, 17], les auteurs négligent les résistances thermiques liées au tube, à l'écoulement, et à l'interface entre l'échangeur et le sous-sol : les contacts thermiques sont supposés parfaits. Bien que ceci ne soit pas clairement stipulé, l'étude des équations utilisées par Christine Doughty *et al.* dans [18] montre qu'il en est de même pour cet article.

Considérons un tube de longueur  $L_{tot}$ , ayant des rayons interne  $r_i$  et externe  $r_e$ . La conductivité thermique de la paroi est notée  $\lambda_{paroi}$ , et celle du fluide caloporteur  $\lambda_{cal}$ . On peut alors calculer deux résistances, celle de la paroi de l'échangeur et celle de l'écoulement, correspondant aux échanges convectifs entre le fluide et la paroi interne du tube.

$$R_{th,paroi} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi L_{tot} \lambda_{paroi}} \quad (1.3)$$

$$R_{th,ecoulement} = \frac{1}{\pi \text{Nu} L_{tot} \lambda_{cal}} \quad (1.4)$$

où Nu est le nombre de Nusselt au sein de l'échangeur.

Une utilisation classique des échangeurs géothermiques avec de l'eau glycolée conduit à des nombres de Reynolds inférieurs à 2300. Nous ne considérerons ainsi que le cas laminaire, avec un nombre de Nusselt Nu constant. Cependant, une utilisation à l'eau claire permettrait un fonctionnement avec un régime transitoire, avec un nombre de Reynolds compris entre 3000 et 10000.

Cette différence provient des ordres de grandeur des viscosités des deux fluides. Les modélisations resteraient adaptées, mais il faudrait utiliser d'autres expressions pour le nombre de Nusselt, qui décrit le coefficient d'échange convectif et intervient dans la résistance thermique de l'écoulement (équation 1.4).

Les ordres de grandeur obtenus avec  $Nu = 4,36$  et sur la géométrie utilisée ( $H = 2,4$  m,  $R = 0,5$  m,  $p = 0,08$  m,  $r_e = 12,5 \cdot 10^{-3}$  m et  $r_i = 10,2 \cdot 10^{-3}$  m) sont  $R_{th,paroi} \simeq 0,8 \cdot 10^{-3}$  K/W et  $R_{th,ecoulement} \simeq 1,9 \cdot 10^{-3}$  K/W.

Avec cette géométrie, il nous semble nécessaire de prendre en compte de telles résistances thermiques. Le rayon de courbure  $R$  des échangeurs étant relativement élevé, nous faisons le choix de conserver les valeurs de résistances thermiques données, correspondant à des tubes droits.

Simone Bassetti et Ernst Rohner évoquent également une simulation en 3D à l'aide du logiciel FRACTure ([38]) ; et concluent que, pour les temps longs (cinq années dans le cas présenté), un modèle cylindrique est adapté pour les calculs par éléments finis. Une autre de leurs conclusions est notable : la corbeille étant employée à des fins de chauffage (1800 heures de fonctionnement, en Suisse), la recharge estivale se fait bien, de sorte que l'on peut considérer que le sous-sol est revenu à son état thermique initial lors du début de la saison froide suivante.

Les modèles numériques les plus aboutis (par Christine Doughty *et al.* et par Yoed Rabin *et al.*, [18, 27, 17]) ont été exploités en vue de réaliser du stockage thermique, souvent en zone aride, toujours dans des climats peu comparables à celui de la France métropolitaine. En particulier, les températures atteignent aisément des valeurs de  $70^\circ\text{C}$ , et descendent rarement sous la barre des  $20^\circ\text{C}$ . Ces résultats restent ainsi à vérifier dans le cas qui nous occupe, c'est-à-dire l'utilisation de corbeilles géothermiques pour satisfaire les besoins énergétiques d'habitations en Europe de l'Ouest.

Par ailleurs, il est raisonnable de penser que ce qui est valable en Suisse et en Allemagne pour les corbeilles géothermiques l'est aussi en France métropolitaine. Pour le vérifier, il n'y a à notre connaissance qu'un banc expérimental, construit sur le site du BRGM à Orléans en 2009-2010. A la même époque, un second banc a été construit sur le site de l'INES au Bourget-du-Lac, banc qui a depuis dû être démantelé.

Pendant ce travail de thèse, une autre plateforme expérimentale a vu le jour sur le site de Polytech Annecy-Chambéry, au Bourget-du-Lac également. Les différences majeures avec le site d'Orléans sont :

- le type de sous-sol près de l'installation ;
- la géométrie des échangeurs ;
- l'utilisation d'eau glycolée comme fluide caloporteur (et non pas d'eau claire) ;
- la liaison à une pompe à chaleur réelle, qui permet toutefois moins de souplesse que la pompe à chaleur « simulée » du BRGM.

De surcroît, les grandeurs monitorées diffèrent également sur plusieurs points. Aussi existe-t-il une certaine complémentarité entre ces deux installations.

L'objectif de l'installation expérimentale au Bourget-du-Lac était de vérifier les évolutions de températures (fluide caloporteur et sous-sol), afin de valider ou d'invalidier les hypothèses prises dans les modèles numériques, et si possible de vérifier expérimentalement des phénomènes attendus lors des simulations numériques. Cette installation a également permis de mieux comprendre certains phénomènes liés à la mise en œuvre ; toutefois, plusieurs années de recul seront nécessaires pour vérifier si des phénomènes de vieillissement apparaissent ou non lors de l'exploitation de la plateforme.

Ce travail de doctorat a pour objectif de faire avancer la connaissance sur les échangeurs géothermiques hélicoïdaux sur le plan théorique comme sur le plan expérimental. L'orientation donnée à l'exploitation des résultats correspond à la satisfaction des besoins thermiques de logements dans des climats correspondant à la France métropolitaine, et non plus au stockage thermique souterrain. Il existe toutefois de nombreux parallèles avec d'autres travaux déjà effectués et cités dans ce chapitre, sur lesquels ce travail s'appuie.

## Chapitre 2

# Dispositifs expérimentaux

Simultanément à cette thèse, plusieurs installations monitorées de corbeilles géothermiques ont été mises en œuvre, en divers endroits et dans différents contextes :

- au BRGM (projet ECLIPSE, corbeilles REHAU : l'installation est mentionnée par Alexandre Vrain et Charlotte Becmeur dans [39]),
- à l'INES (projet ECLIPSE, corbeilles RYB-Terra),
- à Polytech Annecy-Chambéry (installation expérimentale réalisée pour ce doctorat, corbeilles RYB-Terra, présentation en partie 2.1),
- et à Quaix-en-Chartreuse (rénovation chez un particulier, corbeilles RYB-Terra, avec encore trop peu de données exploitables à ce jour).

En raison d'accords de confidentialité au sein des diverses parties du projet ECLIPSE, les résultats obtenus dans le cadre de ce projet n'ont pas été exploités.

Au cours de ce doctorat, il est également apparu nécessaire d'accéder aux paramètres thermiques du sous-sol. Un prototype de capteur a été développé, permettant de réaliser des mesures sur site de l'effusivité thermique des sols. Celui-ci est présenté en partie 2.2.

### 2.1 Plateforme d'expérimentation de corbeilles géothermiques



FIGURE 2.1 – Zone d'implantation des corbeilles géothermiques

Contrairement aux autres installations mentionnées, l'installation géothermique à Polytech Annecy-Chambéry a été conçue dans le cadre de ce doctorat. Une installation existante, comportant des échangeurs plans sur « treillis verticaux », a été démantelée pour permettre la création d'une installation avec des corbeilles géothermiques pendant l'été 2011 (cf. figure 2.1). La majeure partie du matériel qui n'était pas enterré a été réutilisé, de sorte que la nouvelle installation a été pensée pour être compatible avec l'existant. En particulier, ceci a orienté le choix du nombre d'échangeurs géothermiques : cinq corbeilles ont été implantées, dont une dite « sacrificielle », implantée par précaution afin de pouvoir si besoin ajuster les débits et/ou évacuer l'énergie thermique excédentaire. Cet échangeur sera noté par la suite C5 (cf. par exemple figure 2.2).

Les travaux d'installation ont été essentiellement réalisés par l'entreprise SI2G, aux mois de juillet/août 2011.

### 2.1.1 But de l'installation

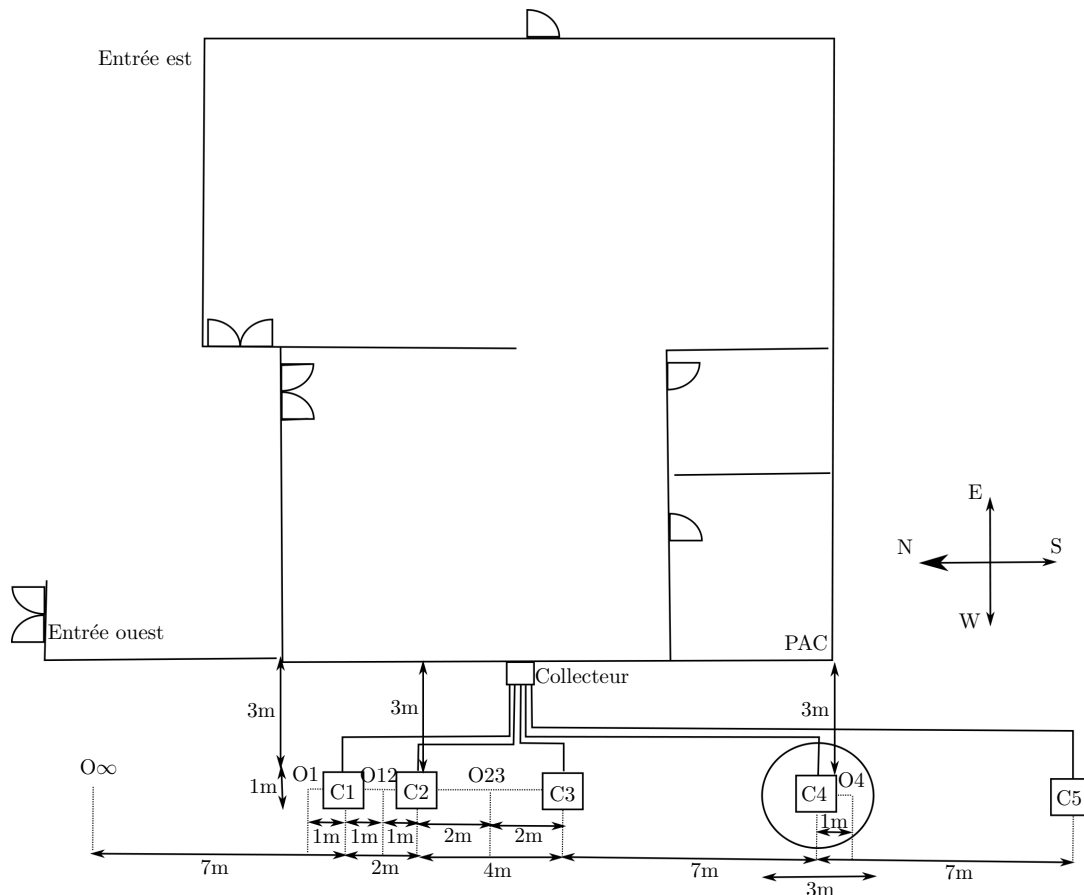


FIGURE 2.2 – Plan de l'installation

Cette installation a été conçue pour permettre de confronter les résultats des modèles numériques aux données expérimentales. Deux points ont été ciblés :

1. Etudier le rôle du remblai. L'une des corbeilles (C4) a été remblayée avec du sable, les autres avec la terre originelle.
2. Etudier l'interaction entre plusieurs corbeilles. Un champ de trois corbeilles en ligne a été réalisé, de sorte que l'entr'axe avec la corbeille du milieu (C2) soit de 2 m avec une première corbeille (C1), et de 4 m avec l'autre (C3). Ainsi, la distance entre les corbeilles les plus éloignées est de 6 m, d'axe à axe (cf. figure 2.2).



## 2.1.2 Schéma hydraulique du réseau des corbeilles

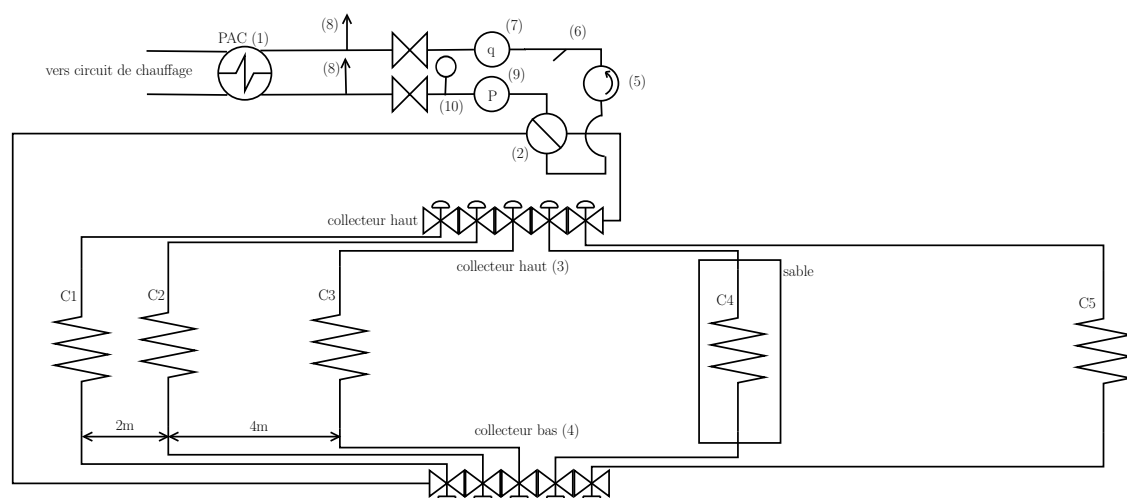


FIGURE 2.3 – Schéma hydraulique du circuit extérieur « eau glycolée »

Le fluide caloporteur est de l'eau glycolée « RYBTHERM 18 » prête à l'emploi : il s'agit de monopropylène glycol assurant une protection jusqu'à  $-18^{\circ}\text{C}$  (concentration de glycol : 40% en poids). Lorsque l'installation est en marche, le fluide caloporteur réalise un parcours en boucle fermée, représenté sur la figure 2.3.

A partir de la pompe à chaleur (1), de type AUREA 20Z, l'eau glycolée circule vers une vanne quatre voies (2), permettant d'injecter l'eau glycolée par le haut ou par le bas des corbeilles. Le fluide caloporteur accède ainsi au collecteur (3) ou (4) disposant de cinq modules (autant que de corbeilles, cf. figure 2.4), par une jonction en DN32.

Chaque module est équipé d'une vanne de régulation manuelle et d'un débitmètre à lecture optique, permettant d'équilibrer les réseaux ou d'empêcher le transit via certaines corbeilles. De plus, chaque collecteur dispose d'une vanne d'arrêt, d'un purgeur d'air, et d'un thermomètre à lecture optique.

Les jonctions vers les corbeilles, en DN25, ont été isolées thermiquement sur les quatre premiers mètres, et de la mousse polyuréthane sert d'isolant au fond du regard.

Un second collecteur reprend l'ensemble des cinq circuits d'échangeurs, pour former un circuit unique qui repart vers la vanne quatre voies (2) par une jonction en DN32. L'eau glycolée passe alors à travers le circulateur (5), le filtre à tamis (6), puis enfin le débitmètre (7) avant de retourner à la pompe à chaleur (1).

Le circuit est encore équipé de purgeurs d'air automatique (8), d'un manomètre (9), et d'un vase d'expansion (10). Comme mentionné en partie 1.4.1, le rôle de ce dernier est d'amortir les effets de la dilatation et de la contraction du fluide. Il y a également plusieurs vannes d'arrêt, afin de pouvoir déconnecter des parties du circuit lors des opérations de maintenance.

Un autre circuit en boucle fermée, interne au bâtiment, est connecté à la pompe à chaleur : le fluide caloporteur est cette fois de l'eau claire, qui peut transiter à travers deux ventilo-convecteurs, de marque CIAT et de type MAJOR 2 (non-encastrés). L'un se situe dans la pièce contenant la pompe à chaleur, et le second dans la halle technique. Ce circuit est également équipé d'un circulateur, d'un vase d'expansion, de purgeurs automatiques, d'un filtre à tamis et de vannes d'arrêt. Un débitmètre mesure aussi le débit du fluide au niveau de la pompe à chaleur.

La pompe à chaleur n'ayant pas été dimensionnée pour chauffer toute la halle technique, il est facile de dissiper toute l'énergie thermique dans le volume de la halle.





FIGURE 2.4 – Collecteur dans le regard à l'extérieur du bâtiment

### 2.1.3 Corbeilles géothermiques

L'installation dispose de cinq corbeilles géothermiques de type Terra Spiral, numérotées C1 à C5, alignées parallèlement au bâtiment (cf. figure 2.2). Elles sont formées de 100 m de tube polyéthylène en DN25, et ont une hauteur  $H = 2,4$  m pour un rayon  $R = 0,5$  m. Le pas d'enroulement vaut  $p = 0,08$  m. Les corbeilles ont été installées avec une pelle mécanique, et le fond de chaque corbeille repose à une profondeur d'environ 3,5 m sous la surface. Un compactage hydraulique a été effectué lors du remblai, afin d'obtenir une bonne tenue mécanique du sol et d'assurer un bon contact thermique.

Les corbeilles C1 à C3 forment un premier « champ » (cf. figures 2.2 et 2.3). Les trois corbeilles sont remblayées avec la terre extraite lors de la mise en place (de type limon principalement), terre à laquelle les principaux cailloux ont été enlevés. Les entr'axes sont de deux mètres entre C1 et C2, et de quatre mètres entre C2 et C3, soit six mètres entre C1 et C3.

Eloignée de ce champ (plus de sept mètres avec C3) se trouve la corbeille C4. Pour la positionner, un trou de base approximativement carrée (de 2,5 à 3 m d'arête) a été réalisé jusqu'à une profondeur d'environ 3,5 m. Celui-ci a été remblayé avec du sable, à l'exception de la couche la plus superficielle, où le sol d'origine a été remis en place pour des raisons purement esthétiques.

Enfin, la corbeille C5 se situe à une distance d'environ sept mètres de C4, de l'autre côté du champ de corbeilles « C1 à C3 ».

### 2.1.4 Instrumentation

A l'exception de C5 (non-instrumentée), chaque corbeille est reliée aux collecteurs via une pièce en forme de Y (cf. figure 2.5), située au voisinage des extrémités haute et basse des corbeilles. Dans la tige du Y a été insérée une sonde de température de type Pt100 4 fils, de classe A, via un doigt de gant. Les références à ces températures sont de type  $Cx_{haut}$  ou  $Cx_{bas}$  (l'indice étant généralement restreint à son initiale), où  $x$  représente le numéro de la corbeille.



FIGURE 2.5 – Thermosoudure avec Y

Le Y induit des pertes de charge supplémentaires, mais permet d'obtenir une bonne homogénéisation en température de l'eau glycolée, quel que soit le sens de circulation.

Des sondes de température positionnées selon un axe vertical ont été placées dans des réserves PVC et forment des profils de températures du sous-sol. Chaque profil est composé de sept sondes de température (Pt100 4 fils classe A), situées à des profondeurs comprises entre 0,5 m et 3,5 m de profondeur, tous les 0,5 m. Il y a trois types de profil (cf. figure 2.2) :

- ceux qui se situent sur l'axe des corbeilles (C1 et C4), référencés par  $Ax$ ,  $x$  désignant la corbeille considérée ;
- ceux qui sont situés à mi-distance entre deux corbeilles (C1 et C2, ou C2 et C3), référencés par  $Oxy$ , où  $x$  et  $y$  désignent les deux corbeilles ;
- ceux qui se situent en extérieur des champs de corbeilles :  $O\infty$ , qui se situe suffisamment loin pour être considéré non-perturbé par les corbeilles, ainsi que  $Ox$  ( $x$  valant 1 ou 4), à 1 m de l'axe de la corbeille  $x$  (côté « extérieur au champ » pour  $O1$ ).

Une sonde de température précise sera désignée par son profil, avec en indice sa profondeur sous la surface.

La pompe à chaleur est équipée de doigts de gant, dans lesquels des sondes (Pt100 4 fils) mesurent les températures de retour et de réinjection de l'eau glycolée d'une part, et de l'eau dans le circuit « ventilo-convecteurs » d'autre part. A cause de la forme de ces doigts, les mesures de températures sont nécessairement perturbées par la température du local dans lequel se trouve la pompe à chaleur. A partir des observations expérimentales, cette perturbation est estimée à environ 1 K ; c'est pourquoi ces températures ne seront pas utilisées par la suite.

La puissance électrique fournie au compresseur de la pompe à chaleur est également mesurée par un Watt-mètre (acquisition 4-20 mA), la mesure étant de classe 1 (puissance électrique relevée à 1%).

Deux capteurs de débit à ailette (type 8012 de Bürkert), sur réduction DN15, mesurent les débits sur les circuits intérieur en eau et extérieur en eau glycolée, avec une précision de 3%. L'acquisition se fait également en 4-20 mA.

Un programme écrit sous LabVIEW permet de récupérer ces données, ainsi que de les visualiser en temps réel. Le pas de temps entre deux acquisitions est laissé au choix de l'utilisateur, et sera généralement fixé à trente secondes (pompe à chaleur en marche) ou à une minute (pompe à chaleur à l'arrêt).

### **2.1.5 Analyse critique de l'installation expérimentale**

#### **Présence d'eau**

Lors de l'installation, une nappe a été trouvée à environ 3,5 m de profondeur, sous C1 et C2. Bien qu'elle n'ait pas été trouvée sous C3 lors du chantier, il est possible que sa hauteur dépende du niveau de la rivière qui s'écoule à environ quinze mètres, la Leysse, et dont le bassin alluvial est vraisemblablement proche de la zone expérimentale. Lors de l'installation, il n'y avait pas de mouvement apparent visible à l'œil nu. Toutefois, il n'est pas possible d'exclure l'existence d'un mouvement de nappe.

#### **Position de C4**

Lors du remblai en sable, la corbeille C4 a dévié d'environ 20 cm vers le sud. Le profil A4 a été remis approximativement sur l'axe. En revanche, la distance entre l'axe de C4 et le profil O4 est estimé à 0,8 m, et non plus 1 m.

#### **Débit dans C4**

La résistance à l'écoulement semble supérieure dans C4 que dans les autres corbeilles. Lorsque les vannes de réglage des collecteurs sont complètement ouvertes ou complètement fermées, le débit dans C4 est inférieur au débit relevé pour les autres corbeilles, d'un coefficient 3 environ.

Il est vraisemblable que le tube forme quelque part un goulot d'étranglement, ou que les vannes de régulation de C4 aux collecteurs ne soient pas exactement en place en position « ouverture totale ». Il se peut également que le débitmètre optique soit entravé par une impureté : il est arrivé qu'il reste bloqué sur un débit nul, quand seule C4 était reliée au réseau, que le circulateur fonctionnait, et que le débitmètre à ailettes indiquait un débit d'environ 4,5 L/min.

Le débit étant une donnée critique pour remonter à la puissance géothermique, aucune étude quantitative n'a pu être réalisée à partir de cet échangeur. Le remblai sable n'a ainsi pas pu être étudié expérimentalement.

#### **Profil O12**

L'étude des températures relevées sur le profil O12 incite à penser que les sondes de ce profil ne sont pas à la profondeur désirée. Il a été possible d'estimer les profondeurs réelles de positionnement, mais nous ne nous fierons pas à ces données par la suite.

#### **Défaut de verticalité**

Les axes des objets ne sont pas strictement verticaux. De l'eau était présente en fond d'excavation à hauteur de C1, C2, O12, A1, et O1, de sorte que les corrections de verticalité étaient difficiles à réaliser. Sur une hauteur de 2,5 m, un axe incliné de 5° par rapport à la verticale se déporte de plus de 0,2 m.

#### **Utilisation de réserves PVC pour les profils verticaux**

Des tubes PVC de diamètre 10 cm ont été employés comme réserves, au sein desquelles les sondes de température ont été insérées. Un effort de traction a été nécessaire pour placer les fourreaux protégeant les câbles d'acquisition. Selon toute vraisemblance, la déformation a disparu une fois l'installation effectuée, de sorte que le fourreau ne tire pas sur la réserve PVC.





FIGURE 2.6 – Réserves PVC pour les profils verticaux de température, reliées par des fourreaux (horizontaux)

Néanmoins, les profils ne se situent généralement pas sur l'axe des réserves PVC, mais déportés vers l'arrivée du fourreau. Ce déport est estimé à  $50 \cdot 10^{-3}$  m environ. Le remblai des réserves étant nécessairement plus fin que la terre environnante, ses propriétés thermiques peuvent différer de celles du reste du remblai, affectant ainsi un tant soit peu les mesures de température.

### Déformation de la corbeille

Lors de la pose, et principalement du remblai, les spires sont susceptibles de devenir plus ovales, et l'écartement entre spires peut varier de quelques centimètres. Cet écartement reste toutefois très localisé, dans la mesure où les spires sont maintenues par quatre supports en bois. La hauteur totale de la corbeille n'est pas affectée par ce phénomène d'écartement.

### Hauteur de référence

La surface du sol n'est elle-même pas véritablement horizontale. Ceci était déjà avéré avant les travaux.

## 2.1.6 Tomographie électrique du sous-sol

Afin de mieux connaître le type de sol en présence au niveau de l'installation expérimentale, une tomographie électrique a été réalisée en octobre 2012. Pendant une longue période avant la mesure, il n'y a eu que peu de précipitations, de sorte que le sol était raisonnablement sec en surface et que le niveau de la Leyse était bas. La mesure a été réalisée avec un appareil de type Syscal Kid (IRIS), et les résultats ont été traités avec le logiciel RES2DINV. La mesure est faite selon une disposition Wenner- $\alpha$ , grâce à 24 électrodes placées du sud vers le nord : les valeurs d'abscisse élevées se situent ainsi côté nord.

Les résultats présentés sur la figure 2.7 et reproduits sur la figure 2.8 sont issus d'une mesure effectuée avec une distance entre électrodes de 1,5 m, centrée sur l'échangeur C3. C3 est à une abscisse d'environ 17 m, alors que C2 et C1 se situent à une abscisse proche de 22 m, et C4 à 10 m d'abscisse environ.

La figure 2.9 superpose aux résultats de la tomographie les emplacements approximatifs des échangeurs géothermiques. Ceci permet d'expliciter la partie de faible résistivité électrique aux environs de 10 m d'abscisse : il s'agit du sable qui entoure C4. Bien qu'il puisse s'agir d'un hasard dû aux inhomogénéités du remblai, les trois corbeilles formant le champ C1 à C3 correspondent à des zones de résistivité électrique plus importantes.

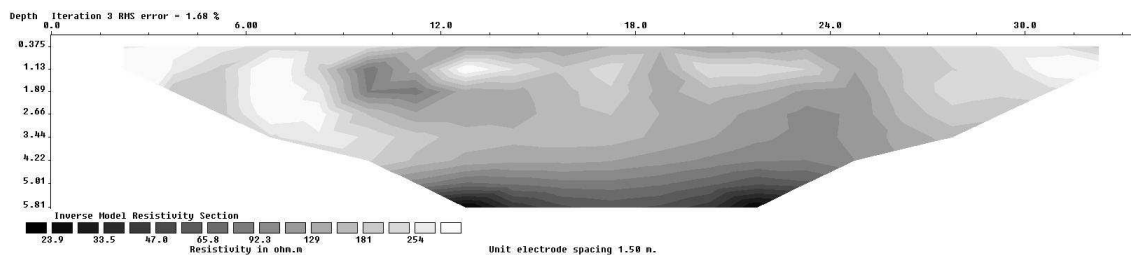


FIGURE 2.7 – Tomographie centrée sur C3 (RES2DINV)

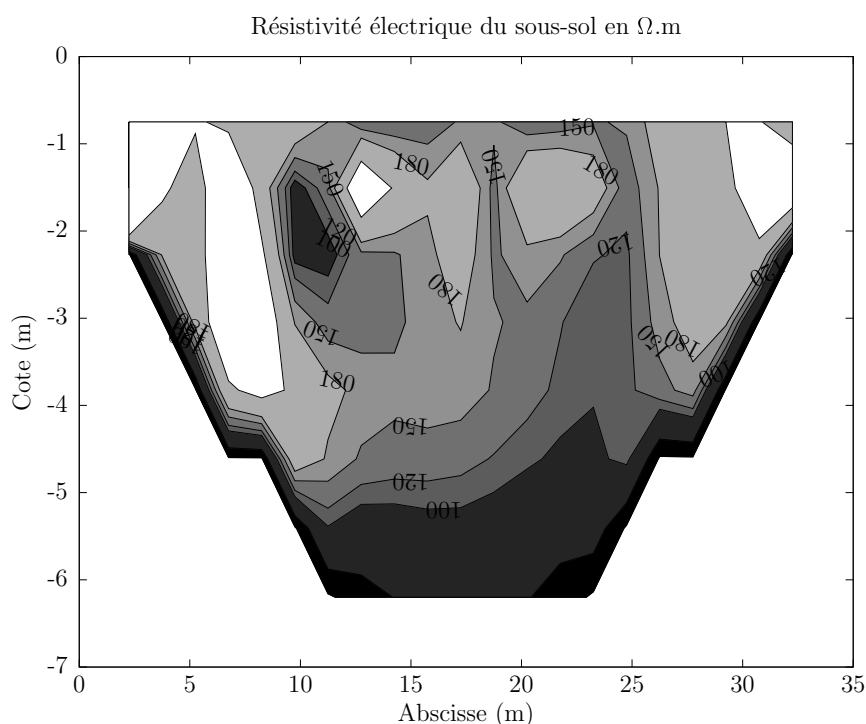


FIGURE 2.8 – Tomographie centrée sur C3 (reproduction étirée)

De façon isolée, ces résultats ne permettent pas d'aboutir directement à des conclusions certaines. En tenant compte de ce qui a été vu lors de l'installation, ainsi que grâce au retour sur expérience de géologues ayant étudié les terrains environnants, il est probable que :

- la couche superficielle corresponde à des remblais graveleux (jusqu'à une profondeur de 2 à 3 m sous la surface) ;
- la couche intermédiaire soit du limon sableux, dont la limite inférieure évoluerait entre 5 et 7 m de profondeur, et dont l'origine pourrait être fluviatile comme lacustre ;
- la dernière couche visible soit limono-argileuse, d'origine lacustre (partie la plus sombre sur les figures 2.7 et 2.8).

Lors de la réalisation de cette tomographie, le niveau de la Leyse a été estimé être à 5 m sous la surface, à une hauteur qui correspond ainsi environ à la séparation des deux dernières couches.

Compte tenu de la présence d'une matrice plutôt fine présente entre les galets, il est vraisemblable que la partie « à eau suspendue » du terrain remonte assez haut. Cette partie correspond à la tranche supérieure de la zone saturée en eau, située au-dessus du niveau piézométrique, dans laquelle l'eau est maintenue par les forces capillaires. Au-dessus devrait encore exister une zone humide non-saturée. Seuls des travaux d'hydrogéologie plus poussés pourraient valider ces hypothèses, et permettre de



couche limono-argileuse remontent plus près de la surface : la couche superficielle de remblai graveleux est ainsi de moindre profondeur.

Pour évaluer des valeurs numériques au niveau du champ de corbeilles, nous faisons le choix d'étudier plutôt le profil O23, malgré les perturbations de température qui ont pu être engendrées par l'utilisation des échangeurs géothermiques. La figure 2.11 est construite de la même manière que la figure 2.10, à partir de ce profil O23.

Les données manquantes autour du jour -50 sont dues à de longues interventions sur l'acquisition. Sur la figure 2.11, des données manquent également en début d'année (peu après le jour 0), ainsi que début juillet (peu avant le jour 200). Cette absence est volontaire, dans la mesure où ces périodes correspondent à de longues expériences sur le champ de corbeilles, qui ont significativement perturbé les températures. Ceci peut se remarquer à la reprise des courbes.

De surcroît, l'étude d'un fichier de températures, fourni par le CEA/INES et correspondant à une année type pour Chambéry, montre que la température moyenne se situe à 11,9°C. Une décomposition en série de Fourier permet de décrire l'évolution des températures comme une sinusoïde, le jour le plus froid étant le 18 janvier ( $t_f = 1\,488\,400$  s) et l'amplitude de la sinusoïde ayant une valeur  $T_{amp} = 9,1$  K.

Il est certain que nous manquons de recul pour pouvoir valider les évolutions de température sur plusieurs années. En effet, l'installation aux mois de juillet/août 2011 a fortement perturbé les températures (valeurs initiales très élevées), lorsqu'un grand volume de terre a été remué ; de plus, l'année 2012 n'était pas vraiment une année type, avec notamment des températures plus froides que la moyenne en janvier, février, et avril. A l'inverse, les températures ont été élevées pendant la deuxième moitié d'août.

Remonter à une valeur unique de diffusivité thermique à partir des données disponibles requiert nécessairement beaucoup de prudence quant aux conclusions, d'autant qu'il y a plusieurs terrains en présence (cf. partie 2.1.6). Nous proposons d'utiliser pour nos analyses une diffusivité comprise entre  $1,1\,10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s et  $1,2\,10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s. Cette valeur est un peu élevée par rapport à la littérature ; toutefois, il est bon de rappeler que de l'eau a été trouvée à moins de 4 m de profondeur lors de l'installation, ce qui est susceptible d'entraîner une augmentation de la conductivité thermique du sous-sol.

Sur la figure 2.11, les traits fins représentent les températures théoriques attendues avec une telle diffusivité thermique, obtenues à partir de la formule 1.1. Ces valeurs semblent reproduire relativement correctement les mesures expérimentales, bien que l'amplitude des températures mesurées semble un peu supérieure à l'amplitude théorique en surface, et un peu inférieure en profondeur. Une étude de reproductibilité sur une durée plus longue serait nécessaire pour affiner les valeurs.

Nous avons ici estimé les valeurs permettant de représenter le sous-sol à son état naturel. La partie 2.1.8 va nous permettre de quantifier les perturbations liées à la présence des échangeurs géothermiques.

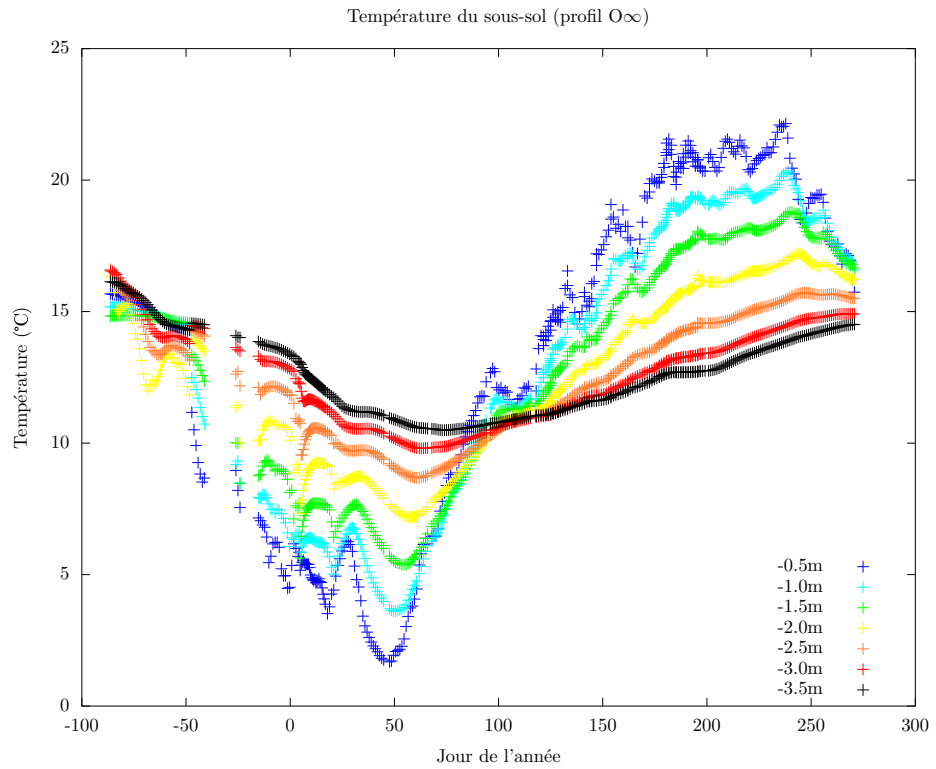


FIGURE 2.10 – Température du sous-sol sur un an (profil O $\infty$ )

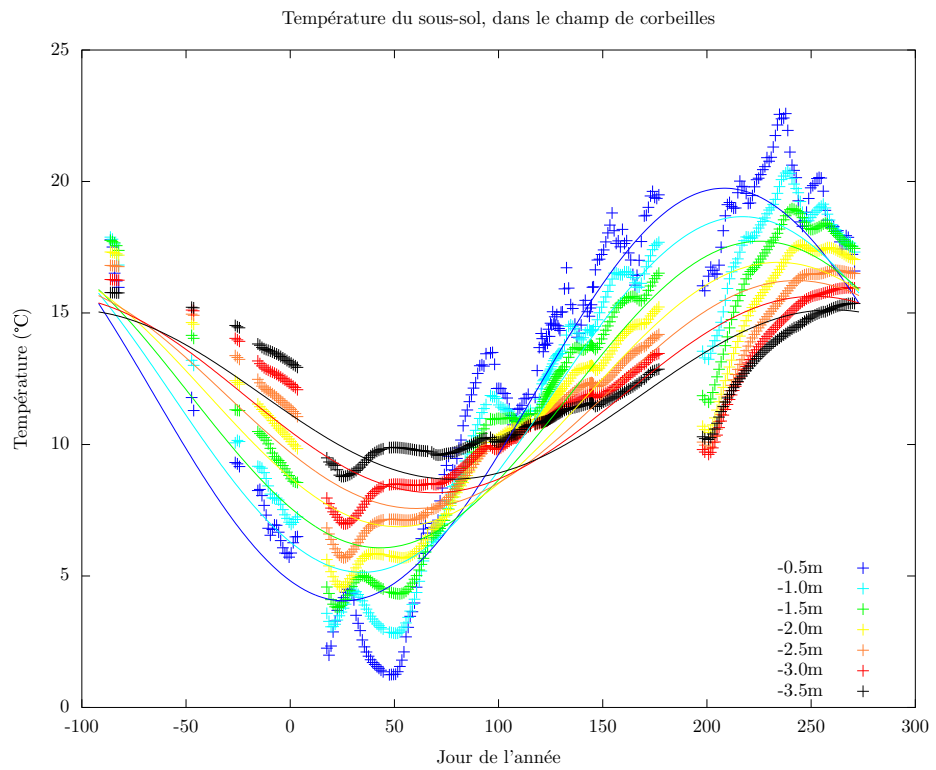


FIGURE 2.11 – Température du sous-sol sur un an (profil O23)



### 2.1.8 Capacité calorifique de l'eau glycolée

Afin de connaître la puissance géothermique prélevée, trois données sont nécessaires :

- la capacité calorifique du fluide caloporteur ;
- le débit du fluide caloporteur ;
- l'écart de température entre départ et retour.

Les températures sont mesurées par Pt100 4 fils au niveau des corbeilles. Le débit volumique est également mesuré, au niveau de la pompe à chaleur. L'équilibrage des réseaux, à l'aide des débitmètres optiques installés sur les collecteurs, permet de considérer que le fluide est réparti équitablement au sein de chaque corbeille en service. Il reste à connaître la capacité calorifique volumique du fluide caloporteur.

#### Masse volumique

Un échantillon d'eau glycolée, prélevé dans le bidon de fluide prêt à l'emploi, a été refroidi à 0°C et pesé. Le matériel utilisé était une fiole jaugée de 25 mL et une balance de précision. Nous remontons à une masse volumique d'eau glycolée comprise entre 1040 et 1045 kg/m<sup>3</sup>. Ceci est cohérent avec les valeurs indiquées dans les abaques (CETIAT, [40]).

#### Chaleur massique

Les valeurs de capacité calorifique massique données par le fournisseur d'une part, et par les abaques d'autre part (CETIAT, [40]), sont assez écartées (cf. figure 2.13). Il nous a semblé intéressant de réaliser un test de calorimétrie différentielle par balayage, afin d'obtenir également nos propres valeurs, sur une plage de températures toutefois assez élevées.



FIGURE 2.12 – Mesure de calorimétrie

La figure 2.13 reprend l'ensemble des valeurs, à différentes températures. Dans la mesure où nos résultats étaient proches des valeurs données par le fournisseur, elles-mêmes réalisées par un

laboratoire d'analyse, nous avons considéré que nous pouvions nous fier à celles-ci. En particulier, la valeur à 0°C vaut 3933 J/(kg.K).

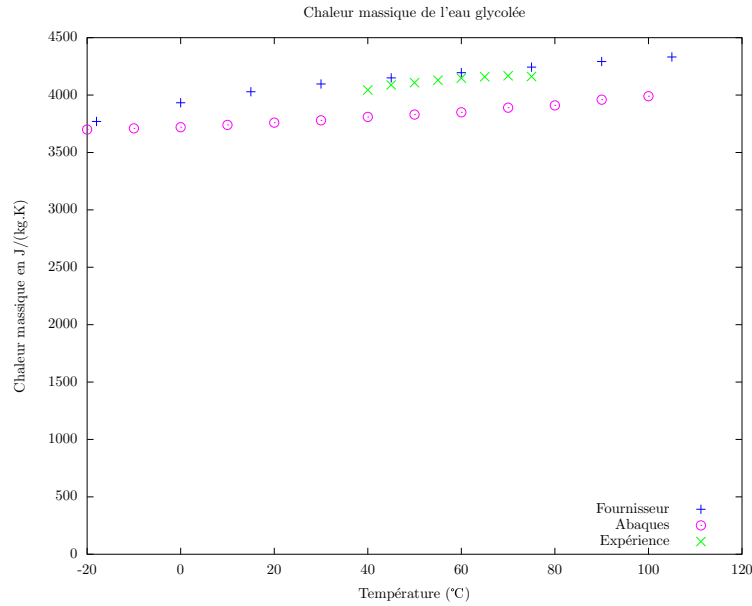


FIGURE 2.13 – Capacité calorifique massique de l'eau glycolée

Selon les données du fournisseur, la capacité calorifique massique du fluide caloporteur augmente avec la température, en variant d'environ 4% sur la plage  $-18^{\circ}\text{C} - +15^{\circ}\text{C}$  par rapport à la valeur à  $0^{\circ}\text{C}$ . A l'inverse, la masse volumique diminue avec la température ; mais la seule valeur autour de  $0^{\circ}\text{C}$  dont nous disposons est celle mesurée ci-avant.

Comme nous avons besoin de la seule capacité calorifique volumique autour de  $0^{\circ}\text{C}$ , nous avons arrêté la valeur  $(\rho c_p)_{cal} = 4,1 \cdot 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3\text{K})$ , cohérente avec les valeurs de masse volumique et de chaleur massique données dans cette partie.

## 2.2 Mesures d'effusivité thermique

Quel que soit le type d'échangeur géothermique utilisé, les paramètres thermiques du sous-sol ont une influence majeure sur le champ de températures. Ceux-ci sont au nombre de quatre : la conductivité thermique  $\lambda$ , la capacité calorifique volumique  $\rho c_p$ , la diffusivité thermique  $a$ , et l'effusivité thermique  $E$ . La connaissance de deux de ces paramètres permet de déterminer les deux autres. L'un de ces paramètres – la diffusivité thermique – a pu être estimé en partie 2.1.7.

Afin de compléter notre connaissance des paramètres thermiques du sous-sol, un prototype de capteur, baptisé « effusivité-mètre », a été réalisé durant cette thèse. Le but de ce capteur est d'accéder rapidement à l'un des paramètres thermiques du sous-sol, supposé homogène, par simple contact avec celui-ci lors de l'ouverture des tranchées. Le choix s'est porté sur l'effusivité thermique  $E = \sqrt{\lambda \rho c_p}$ .

### 2.2.1 A propos de l'effusivité thermique

L'effusivité thermique d'un matériau reflète sa capacité à échanger de la chaleur avec un autre matériau. Dans le domaine du bâtiment, le rôle de l'effusivité thermique des matériaux de construction est pris en compte pour décrire le confort. En effet, à même température « ambiante », un

matériau de faible effusivité (comme le bois) donnera la sensation d'avoir une température plus élevée qu'un matériau de forte effusivité (comme le marbre).

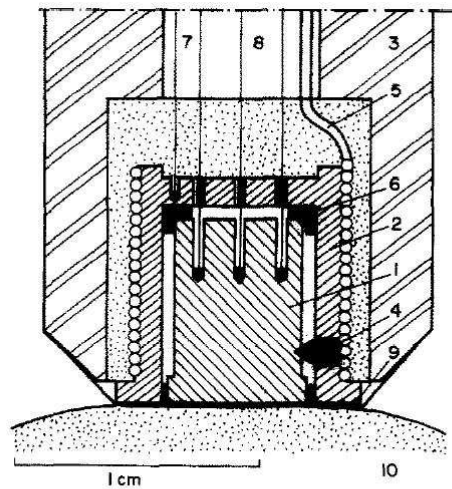


FIG. 10. Détails de la tête de mesure: 1—Cylindre de mesure (cuivre); 2—Anneau de garde (cuivre); 3—Porte-touchau (acier inox); 4—Vis en constantan; 5—Fil thermocoax chauffant; 6—Bague d'isolement (résine phénolique); 7—Thermocouple différentiel cylindre anneau; 8—Thermocouple du cylindre de mesure; 9—Joint thermique (mastic au silicone, film de téflon); 10—Matériau éprouvé.

FIGURE 2.14 – Géométrie du *Touchau* (image issue de [41])

Des instruments comme le *Touchau* permettent d'accéder à la valeur de l'effusivité thermique. Cet objet est supposé avoir en permanence une température homogène (cf. Jacques Bransier [42], Daniel Balageas et Jean Jamet [41], ou Daniel Balageas et Dominique Ory [43]), ce qui nécessite un instrument de faible épaisseur et de diffusivité thermique élevée. On l'assimile à une sonde plane, et il est possible de prendre en compte une résistance thermique de contact avec l'objet qu'il touche. Une application de ce principe physique est la « sonde stylo », utilisée en dermatologie (cf. Jean-Claude Krapez [44]). Afin d'optimiser le comportement thermique pour le rapprocher du modèle théorique, on peut intégrer au *Touchau* un anneau de garde (cf. [41, 43, 44]).

D'autres solutions techniques ont été mises en œuvre, avec une injection de puissance constante. Les théories sous-jacentes sont celles du plan chaud, du fil chaud, du ruban chaud, et du disque chaud. Cette dernière est particulièrement intéressante, dans la mesure où elle permet la détermination conjointe de deux propriétés thermiques (cf. Jean-Claude Krapez [44]), ce qui entraîne la connaissance des quatre grandeurs liées : conductivité thermique, capacité calorifique volumique, diffusivité thermique, et effusivité thermique. Toutefois, aux temps faibles, l'évolution de la mesure en température dépend de la seule effusivité thermique, et des études ont montré la nécessité de restreindre l'exploitation des données aux durées inférieures à une durée limite (proportionnelle au carré du rayon de la pièce chauffante, et inversement proportionnelle à la diffusivité thermique du milieu mesuré). De surcroît, l'extension spatiale du capteur doit être suffisamment élevée pour que le capteur puisse être considéré comme étant semi-infini.

Gilbert Achard *et al.* ([45]) proposent également un système permettant de mesurer conjointement la conductivité thermique et la diffusivité d'un sol à l'aide d'une source cylindrique dans laquelle est dissipée une puissance constante. La connaissance de ces deux grandeurs permet de déterminer l'effusivité thermique ainsi que la capacité calorifique volumique du sol. Les auteurs concluent que la précision estimée des résultats n'est pas très bonne, mais « paraît réaliste pour des

mesures *in situ* qui sont de toute manière plus représentatives que des mesures faites en laboratoire sur des échantillons de sol nécessairement remaniés. »

D'autres méthodes de mesures de l'effusivité thermique existent. Elles sont dites *photothermiques* et nécessitent un apport d'énergie radiative, par exemple au moyen d'un laser (cf. Jean-Claude Krapez [46]).

Notre prototype fonctionne sur le même principe qu'un *Touchau* ; toutefois, la température n'est pas supposée être homogène sur toute la hauteur, ce qui permet d'utiliser des matériaux ayant une conductivité thermique relativement faible — un *Touchau* étant généralement fabriqué en cuivre.

### 2.2.2 Théorie

#### Théorème du contact thermique parfait

Le théorème du contact thermique donne l'évolution de la température au sein de deux solides semi-infinis, de températures initiales homogènes mais différentes pour les deux solides. Les propriétés thermiques des deux solides sont également supposées homogènes au sein de chaque solide. Ce résultat peut se trouver dans la littérature, par exemple dans l'ouvrage [47] de Hans Dieter Baehr et Karl Stephan.

Admettons que les deux solides en présence entrent en contact thermique parfait à  $t = 0$ , au point  $z = 0$ . L'un des solides se situe en  $z > 0$  (notations avec indice  $c$ , *capteur*), le second se trouvant en  $z < 0$  (notations avec indice  $s$ , *sous-sol*). Avant le contact thermique, les deux solides ont pour température  $T_{c,ini}$  et  $T_{s,ini}$ .  $E_c$  désigne l'effusivité et  $a_c$  la diffusivité. La fonction d'erreur complémentaire est notée  $\text{erfc}$ .

Le théorème du contact thermique donne alors l'évolution de la température au sein des solides. Pour celui situé en  $z > 0$ , cette évolution s'écrit :

$$T_c(z, t) = T_{c,ini} + \frac{E_s}{E_c + E_s} (T_{s,ini} - T_{c,ini}) \text{erfc}\left(\frac{z}{2\sqrt{a_c t}}\right) \quad (2.1)$$

L'évolution des températures pour le milieu situé en  $z < 0$  suit une loi similaire.

#### Extension à un milieu fini

Dans la pratique, l'utilisation du théorème du contact thermique ne peut se faire qu'avec l'approximation des milieux infinis. Les résultats obtenus peuvent former une approximation satisfaisante, lorsque la durée écoulée depuis le contact est « suffisamment faible ». Toutefois, les précisions obtenues seront d'autant plus élevées que les dates auxquelles seront faits les relevés seront grandes. C'est pourquoi il est intéressant d'étendre le théorème du contact thermique : l'un des deux solides (celui placé en  $z > 0$ ) sera de dimension  $d > 0$  finie. Nous imposerons une condition adiabatique en  $z = d$ , et conserverons une seule dimension spatiale.

#### Réécriture du théorème

Nous allons rechercher une solution sous la même forme que la formule 2.1, qui donne une excellente approximation du comportement thermique aux instants faibles.

Dans le raisonnement qui suit, nous reproduisons un schéma classique des évolutions de flux lorsque les équations sont linéaires (application du principe de superposition).

Dans la formule 2.1, le terme en  $\frac{E_s}{E_c + E_s} (T_{s,ini} - T_{c,ini}) \text{erfc}\left(\frac{z}{2\sqrt{a_c t}}\right)$  est associé à un flux de chaleur au sein du premier solide : pour ce faire, il suffit de dériver ce terme selon  $z$  et de le multiplier par un facteur  $-\lambda_c$ . Supposons par exemple que la température de ce premier solide soit inférieure à celle du second solide : le flux thermique est alors dirigé vers le haut.

Au moment d'arriver en  $z = d$ , ce flux est entièrement réfléchi vers le bas (ceci correspond à la condition adiabatique). Au signe près, l'évolution en  $z$  du flux réfléchi est similaire à celle du flux incident. Son effet en  $z$  correspond à un parcours dont la distance serait :

- $d$  pour le parcours incident,
  - et  $d - z$  pour le parcours réfléchi,
- soit une distance totale de  $2d - z$ .

Pour tenir compte de ce parcours réfléchi, il faut alors ajouter à l'évolution de la température un terme en  $\frac{E_s}{E_c + E_s}(T_{s,ini} - T_{c,ini})\text{erfc}\left(\frac{2d-z}{2\sqrt{a_c t}}\right)$ .

Ce qui se produit lorsque le flux réfléchi atteint  $z = 0$  se conçoit aisément : une partie est transmise au second solide ; l'autre est réfléchie vers le haut. Supposons que le ratio du flux réfléchi soit quantifié par une valeur  $r$ , comprise entre 0 et 1 (le ratio du flux transmis sera alors  $1 - r$ ). Dès lors, nous pouvons écrire les modifications liées au prochain aller-retour du flux, en utilisant la même logique que précédemment : la modification correspondante de la température correspondra au terme

$$r \left[ \frac{E_s}{E_c + E_s}(T_{s,ini} - T_{c,ini}) \right] \left( \text{erfc}\left(\frac{2d+z}{2\sqrt{a_c t}}\right) + \text{erfc}\left(\frac{4d-z}{2\sqrt{a_c t}}\right) \right)$$

Ce raisonnement peut continuer jusqu'à l'infini, de telle sorte que l'équation obtenue s'écrive

$$T_c(z, t) = T_{c,ini} + \sum_{i=0}^{\infty} r^i \left[ \frac{E_s}{E_c + E_s}(T_{s,ini} - T_{c,ini}) \right] \left( \text{erfc}\left(\frac{2id+z}{2\sqrt{a_c t}}\right) + \text{erfc}\left(\frac{(2i+2)d-z}{2\sqrt{a_c t}}\right) \right)$$

La valeur de  $r$  peut être trouvée grâce à la valeur de la température aux temps élevés : le milieu d'extension infinie finira par imposer sa température au milieu d'extension finie. La température finale des deux milieux sera donc  $T_{s,ini}$ . Nous en déduisons la limite suivante :

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \sum_{i=0}^{\infty} r^i \left[ \frac{E_s}{E_c + E_s}(T_{s,ini} - T_{c,ini}) \right] \left( \text{erfc}\left(\frac{2id+z}{2\sqrt{a_c t}}\right) + \text{erfc}\left(\frac{(2i+2)d-z}{2\sqrt{a_c t}}\right) \right) = T_{s,ini} - T_{c,ini}$$

ce qui s'écrit plus simplement

$$\frac{1}{1-r} \frac{E_s}{E_c + E_s} \times 2 = 1$$

Nous en déduisons la valeur de  $r = \frac{E_c - E_s}{E_c + E_s}$ , comprise entre -1 et 1.

## Parallèle avec l'électromagnétisme

Il est intéressant de comparer la forme du coefficient  $r$  avec des résultats issus de l'électromagnétisme : les coefficients de Fresnel. Pour deux milieux d'indice  $n_1$  et  $n_2$  (caractérisant la vitesse de la lumière  $v$  dans ces milieux :  $n = \frac{c}{v}$ ), le coefficient de réflexion à l'interface entre les deux milieux s'écrit

$$r = \frac{n_1 \cos(\theta_1) - n_2 \cos(\theta_2)}{n_1 \cos(\theta_1) + n_2 \cos(\theta_2)}$$

où  $\theta_1$  et  $\theta_2$  représentent les angles entre les vecteurs d'onde et l'interface. En posant les valeurs  $\theta = 0$ , un parallèle apparaît immédiatement entre l'indice  $n$  et l'effusivité  $E$ .

## Nouvelles formulations

Posons dès à présent les notations suivantes :

$$e_i(z, t) = \text{erfc}\left(\frac{2id+z}{2\sqrt{a_c t}}\right) + \text{erfc}\left(\frac{(2i+2)d-z}{2\sqrt{a_c t}}\right),$$

$$\text{et } r = \frac{E_c - E_s}{E_c + E_s}.$$

Alors  $\frac{E_s}{E_c + E_s} = \frac{1-r}{2}$ , et les résultats de la partie 2.2.2 nous permettent d'écrire

$$T_c(z, t) = T_{c,ini} - \frac{T_{c,ini} - T_{s,ini}}{2} (1-r) \sum_{i=0}^{\infty} r^i e_i(z, t) \quad (2.2)$$

Les termes de degré élevé dans l'équation 2.2 sont négligeables aux temps faibles, et ceci d'autant plus que  $z$  sera petit devant  $d$ . On pourra donc se limiter au degré 3 en  $r$ , et trouver les racines de ce polynôme par une méthode de Cardan.

Remarquons encore une conséquence de la prise en compte du milieu fini : la température de contact ( $z = 0$ ) n'est plus constante dans le temps.

### 2.2.3 Conception d'un prototype

La connaissance de  $r = \frac{E_c - E_s}{E_c + E_s}$  et de  $E_c$  permet de remonter à

$$E_s = E_c \left( \frac{2}{1+r} - 1 \right) \quad (2.3)$$

Le résultat sera d'autant plus précis que  $r$  est proche de 0 : il faut donc choisir pour le capteur un matériau ayant une effusivité proche de celles à mesurer. Pour des raisons pratiques, le choix s'est orienté vers l'inox 304L. Olivier Lurdos propose dans sa thèse de doctorat ([48]) d'utiliser les valeurs suivantes à 100°C :

$$\begin{aligned} \lambda_c &= 15,8 \text{ W/(m.K)} \\ \rho_c &= 8000 \text{ kg/m}^3 \\ (c_p)_c &= 500 \text{ J/(kg.K)} \end{aligned}$$

Remarquons dès à présent que l'effusivité  $E_c$  vaut environ 7950 SI. Cette effusivité thermique est plus élevée que celle du sous-sol, sauf peut-être en de rares exceptions. Dans le cas général, la réflexion de l'onde thermique sera donc caractérisée par un coefficient  $r = \frac{E_c - E_s}{E_c + E_s} > 0$ .

Des simulations par éléments finis ont montré qu'un diamètre supérieur à 0,15 m était suffisant pour considérer que l'évolution de la température sur l'axe se comportait selon la théorie monodimensionnelle. Les conditions aux limites étant toutefois mal maîtrisées, les dimensions arrêtées ont été un diamètre  $D = 0,2$  m et une hauteur  $d = 20 \cdot 10^{-3}$  m. A la fabrication de la pièce en inox, le cahier des charges stipulait une rugosité maximale  $Ra = 0,8 \cdot 10^{-6}$  m.

Trois perçages latéraux ont été réalisés par électro-érosion à 120 °, afin de pouvoir positionner des thermocouples sur l'axe à trois hauteurs différentes :  $z = 1,5 \cdot 10^{-3}$  m,  $z = 10 \cdot 10^{-3}$  m, et  $z = 18,5 \cdot 10^{-3}$  m. Il s'agit de thermocouples de type K de diamètre 0,5 mm. Un quatrième perçage moins profond a été réalisé, afin de permettre une régulation thermique lors de la mise en température du capteur. La température initiale est en effet obtenue grâce à un collier chauffant relié à un boîtier de régulation. Les thermocouples ont été étalonnés avec le reste de la chaîne d'acquisition, constituée d'un boîtier isotherme pour la jonction froide et d'une centrale d'acquisition pour relever les données.

La théorie n'est valable que si la surface supérieure ( $z = d$ ) est adiabatique. En effet, le flux thermique doit être intégralement réfléchi. Cette même analyse théorique permet de traduire la condition en terme d'effusivité : le matériau formant l'isolation doit avoir une effusivité faible par rapport à celle du capteur.

Dans la pratique, une fine lame d'air se situe sous une rondelle de bakélite, surmontée par 120 mm de polystyrène extrudé (Styrodur). La bakélite a une effusivité supérieure à celle du polystyrène extrudé, mais a dû être placée pour éviter que celui-ci ne flue lors de la mise en température initiale. Une poignée en bakélite permet la préhension du capteur.



FIGURE 2.15 – Plan large du prototype



FIGURE 2.16 – Plan rapproché du prototype

#### 2.2.4 Procédure retenue

Le cylindre en inox a d'abord été porté à 100°C grâce à une régulation PID, et maintenu à cette température plusieurs minutes (cinq à trente, cette durée étant susceptible de varier selon les essais) pour assurer la meilleure homogénéité possible des températures initiales. Après avoir coupé la régulation de température et soulevé le prototype, l'expérimentateur a déclenché l'acquisition avec un pas de temps d'une seconde. Le contact thermique avec le milieu à mesurer ( $t = 0$ ) est établi lorsque la centrale réalise la troisième acquisition. Il y a six-cents acquisitions, ce qui représente dix minutes d'expérience.

Les températures à la hauteur la plus basse ( $z_1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$  m) sont analysées selon le protocole donné en partie A, à l'aide de transformées de Laplace, en retenant des valeurs  $p_1 = 0,01$  Hz et  $p_2 = 0,02$  Hz.

#### 2.2.5 Résultats expérimentaux

L'analyse des résultats expérimentaux s'est révélée particulièrement décevante dans un premier temps. La raison a pu être identifiée : il ne faut pas considérer que le contact thermique est parfait. Comme il ne semblait pas possible d'améliorer vraiment le protocole expérimental, c'est le protocole

d'analyse qui a été revu. La théorie d'un contact thermique résistif a été établie, afin de revenir à un nouveau protocole d'analyse. Les détails sont donnés en annexe (cf. partie A).

Afin d'étudier la reproductibilité des mesures, celles-ci ont été réalisées sur du sable lavé acheté dans le commerce, humidifié dans un premier temps et laissé sécher avant la campagne de mesure.

La masse volumique mesurée vaut  $\rho_s = 1700 \text{ kg/m}^3$ . La valeur attendue pour la capacité calorifique massique est  $(c_p)_s = 500 \text{ J/(kg.K)}$ . La conductivité thermique devrait varier entre  $\lambda_s = 0,3 \text{ W/(m}^3\text{K)}$  et  $\lambda_s = 0,8 \text{ W/(m}^3\text{K)}$  (cf. VDI4640, [28]).

L'effusivité attendue est d'environ 505 SI pour  $\lambda_s = 0,3 \text{ W/(m}^3\text{K)}$ , d'environ 650 SI pour  $\lambda_s \simeq 0,5 \text{ W/(m}^3\text{K)}$ , et d'environ 825 SI pour  $\lambda_s \simeq 0,8 \text{ W/(m}^3\text{K)}$ . Elle vaudrait 1430 SI pour  $\lambda_s \simeq 2,4 \text{ W/(m}^3\text{K)}$ , valeur typique pour un sable saturé en eau (ce qui n'est pas le cas ici).

Cinq essais ont été réalisés, sur cinq demi-journées consécutives. Les évolutions de température à la hauteur la plus proche du contact ( $z = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ ) sont représentées en figure 2.17.

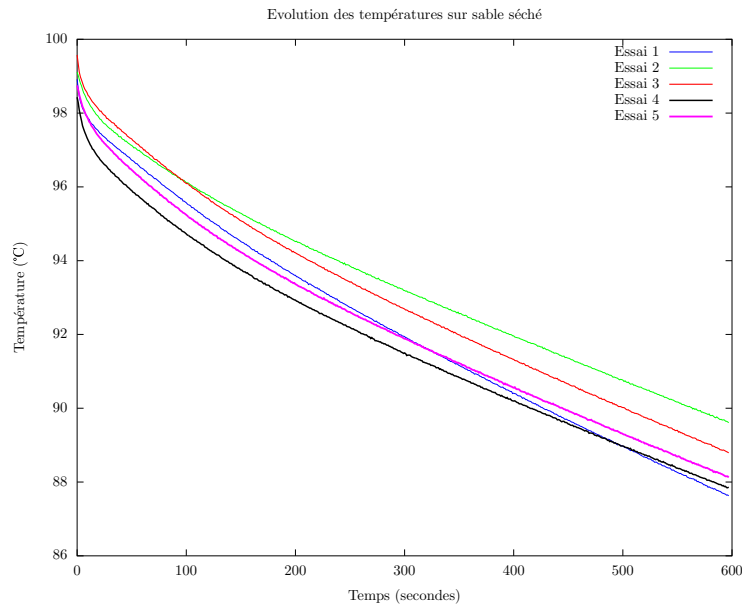


FIGURE 2.17 – Mesures de températures sur cinq essais

On constate en figure 2.17 que la reproductibilité des mesures n'est pas excellente. Les températures initiales du capteur sont relativement homogènes (dans l'ordre des essais : 98,9°C, 99,1°C, 99,6°C, 98,4°C et 98,7°C). Les températures initiales du milieu mesuré diffèrent davantage (dans l'ordre des essais : 22,1°C, 26,3°C, 22,4°C, 24,9°C et 23,3°C). Au final, les écarts de températures initiales diffèrent au plus de 6%.

Les résultats présentés sur la figure 2.18 sont issus d'une analyse des températures présentées en figure 2.17.

Il est possible de constater sur la figure 2.18 que les résultats d'exploitation sont cohérents avec les valeurs attendues. La reproductibilité des essais n'est pas excellente, puisque la mesure la plus faible correspond à 670 SI, alors que la plus grande correspond à 835 SI : la valeur la plus faible diffère de la valeur la plus élevée de près de 20%.

Pour le protocole d'analyse, une méthode des moindres carrés a également été étudiée. Cette méthode ne semble actuellement ni plus ni moins pertinente que celle qui consiste à choisir *a priori*



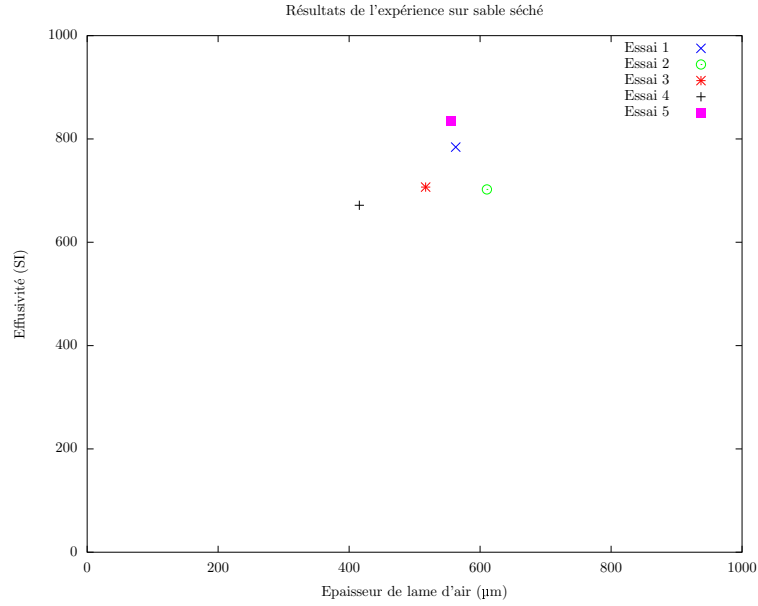


FIGURE 2.18 – Résultats des mesures sur cinq essais

deux valeurs  $p_1$  et  $p_2$ . Quelle que soit la méthode retenue, le choix des valeurs de  $p$  à utiliser reste une question ouverte.

Après différents essais avec notre prototype, nous sommes à même de suggérer plusieurs pistes d'amélioration. Il est possible de réduire la taille du capteur, et donc sa masse, en employant du titane plutôt que de l'inox. Le thermocouple pourrait également être inséré sur l'axe, par le haut, afin de réduire la distance à percer (il faudrait alors prévoir également un passage à travers l'isolant). Utiliser des températures moins élevées diminuerait la précision du résultat ; toutefois, ceci permettrait de retirer la plaque de bakélite, dont la forte effusivité vient perturber les mesures. Ceci ne peut se faire que si le polystyrène extrudé ne flue pas.

De surcroît, il semble intéressant d'ajouter un contacteur qui précise l'instant de contact  $t = 0$ . L'emplacement d'un tel appareil ne semble toutefois pas évident à trouver sans perturber les mesures. Tous les ouvrages cités sur le *Touchau* ([42, 41, 43, 44]) indiquent la présence d'un anneau de garde pour limiter les effets de bord : un tel dispositif aurait sa place ici également.

Il n'a pas été possible de réaliser ces tests pendant l'installation des corbeilles, lorsque les tranchées étaient ouvertes. Le test n'a donc pas pu être effectué sur le terrain correspondant à l'installation expérimentale.

## Chapitre 3

# Modélisations et simulations par éléments finis

La méthode des éléments finis permet de simuler l'interaction d'une corbeille géothermique avec son environnement, en résolvant l'équation de la chaleur en différents « nœuds » de discrétisation spatiale en fonction du temps. Ainsi, en fixant des hypothèses de travail (nombre d'échangeurs, caractéristiques du sous-sol, évolution des besoins en énergie, ...), on peut accéder à l'évolution des températures dans le fluide caloporteur et dans le sous-sol au cours de la période souhaitée. En particulier, on pourra :

- étudier l'influence du nombre d'échangeurs, et proposer un dimensionnement ;
- mettre en avant le rôle des différentes hypothèses de travail, en comparant les résultats lorsque l'un des paramètres est modifié.

La partie 3.1 explicite les différents modèles utilisés pour représenter le sous-sol et les corbeilles, en allant du plus réaliste au plus simple d'un point de vue géométrique. La partie 3.2 comparera les résultats de simulation des différents modèles, à partir des besoins d'une maison BBC de 120 m<sup>2</sup> située dans la région de Chambéry. Les parties 3.3 et 3.4 permettront des comparaisons : d'abord à un modèle validé par ailleurs, puis à un cas réel, à partir de l'installation de corbeilles présentée en partie 2.1. L'influence de quelques paramètres sera étudiée en partie 3.5, à partir des besoins d'une maison de 120 m<sup>2</sup> située dans la région de Chambéry et répondant aux critères fixés par la RT2005.

### 3.1 Modélisations

#### 3.1.1 Modèle de sous-sol

Comme indiqué en partie 1.3.3, il est courant de prendre des hypothèses simplifiées pour décrire les transferts thermiques dans le sous-sol. En particulier, lorsque cela est possible, on cherche à considérer des paramètres thermiques homogènes dans l'espace et dans le temps. Rien n'interdit toutefois de modéliser des couches évolutives, que les changements soient progressifs (variation lente des paramètres) ou soudains (strates).

#### Modèle classique, appliqué à Chambéry

Nous prenons le parti de considérer un sous-sol ayant des caractéristiques thermiques homogènes. Nous utiliserons généralement les valeurs suivantes :

- une conductivité thermique  $\lambda = 1,7 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ,
- une capacité calorifique volumique  $\rho c_p = 2,5 \cdot 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ .

En effet, ces valeurs se situent dans les fourchettes de nombreux types de sols différents, selon la VDI4640 ([28]). La diffusivité thermique vaut ainsi  $a = \frac{\lambda}{\rho c_p} = 6,8 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$ .

Modéliser le sous-sol nécessite également de fixer un volume d'étude au-delà duquel la corbeille n'a plus d'influence thermique. Nous raisonnerons par la suite en coordonnées cylindriques, ce qui nous amène à fixer une cote limite  $z_\infty$  et un rayon limite  $r_\infty$ . Le choix de ces valeurs dépend bien entendu de l'utilisation faite du modèle : durée de la simulation, paramètres thermiques du sous-sol, sollicitations... Toutefois, pour fixer des ordres de grandeur, nous pourrions généralement choisir un rayon  $r_\infty$  et une hauteur  $-z_\infty$  inférieurs à 10 m.

Des conditions aux limites doivent également être définies. Lorsque l'échangeur est modélisé de façon axisymétrique, son axe d'axisymétrie est situé en  $r = 0$ , et coïncide avec l'axe d'axisymétrie de la partie de sous-sol représentée. On impose une condition adiabatique en  $r = r_\infty$ . En effet, les invariances impliquent que la température du sous-sol est fonction de la cote  $z$  seule lorsqu'il n'y a pas d'extraction géothermique ; et l'extraction géothermique ne crée aucun flux à une distance infinie. Cette considération permet de contrôler *a posteriori* le choix de  $r_\infty$  : la température sur cette frontière ne devra pas être perturbée par l'extraction géothermique.

Deux possibilités s'offrent ensuite à nous pour les conditions aux limites en  $z = 0$  et en  $z = z_\infty$ . Elles dépendent de la logique employée.

1. Soit on applique une condition en température en  $z = 0$  (il s'agira généralement de la température extérieure). Ceci est particulièrement utile lorsque l'on connaît les températures réelles. On pourra alors fixer une condition adiabatique en  $z = z_\infty$ , à condition de ne pas avoir besoin des températures proches de cette frontière.
2. Soit on connaît les flux (verticaux) en  $z = 0$  ainsi qu'en  $z = z_\infty$ . Il est alors possible de les appliquer directement. Ceci permet non seulement d'utiliser seulement des conditions en flux (conditions aux limites de Neumann), mais également de réduire la hauteur de la tranche modélisée. Cette solution n'est pas applicable s'il faut appliquer une météo réelle en surface. A l'inverse, si l'étude porte sur une année type prédéfinie, cette méthode est à préconiser. L'expression de ces flux est précisée ci-après.

L'initialisation des températures se fait aisément lorsque l'on emploie une année type, à partir de l'équation 1.1 évaluée à l'instant de départ. En effet, cette solution mathématique rend inutile toute période d'initialisation. Dans les autres cas, il est possible d'initialiser tout le domaine à la température (fixe) attendue en profondeur, c'est-à-dire à la température moyenne observée en surface sur plusieurs années avant l'étude. Il faudra ensuite utiliser une période d'initialisation permettant d'obtenir les conditions initiales souhaitées. A l'issue de cette phase d'initialisation, le modèle d'extraction géothermique pourra être employé.

### Expression des flux pour une année type

La formule 1.1, décrivant l'évolution de la température du sous-sol sans perturbation, permet de trouver la valeur du flux thermique  $\tilde{\varphi}(z, t)$  lorsque le sous-sol n'est pas perturbé :

$$\begin{aligned}\tilde{\varphi}(z, t) &= -\lambda \frac{\partial \tilde{T}}{\partial z} \\ &= E\sqrt{\omega}T_{amp}\cos(\omega(t - t_f) + \sqrt{\frac{\omega}{2a}}z + \frac{\pi}{4}) \exp\left(\sqrt{\frac{\omega}{2a}}z\right)\end{aligned}\tag{3.1}$$

où  $E = \sqrt{\lambda\rho c_p}$  est l'effusivité thermique du sous-sol.

Ce flux  $\tilde{\varphi}(z_\infty, t)$  est appliqué comme condition aux limites en  $z = z_\infty$ . En surface, on a de la même manière  $\tilde{\varphi}(0, t)$ . Toutefois, un flux supplémentaire doit être introduit lorsque la température de surface  $T(r, 0, t)$  est différente de  $\tilde{T}(0, t)$ .

Afin d'alléger les notations dans ce qui suit, nous choisissons d'écrire  $T(0, t)$  au lieu de  $T(r, 0, t)$ .

Ce flux supplémentaire correspond à une recharge par l'air atmosphérique, dont la température au long de l'année n'est pas perturbée par l'extraction géothermique. Sa valeur est  $h_{tot}(T(0, t) - \tilde{T}(0, t))$ , où  $h_{tot}$  s'exprime en  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$  et prend en compte la convection et la radiation en surface.

En effet, lorsque la surface est à la température  $\tilde{T}(0, t)$  et l'atmosphère extérieure à  $T_{ext}(t)$ , le flux convectif s'écrit sous forme  $h(\tilde{T}(0, t) - T_{ext}(t))$  ; alors qu'il s'écrit sous la forme  $h(T(0, t) - T_{ext}(t))$  lorsque la surface est à la température  $T(0, t)$  (ici,  $h$  représente le coefficient d'échange par convection entre la surface du sol et l'atmosphère extérieure). Le flux supplémentaire convectif vaut ainsi  $h(T(0, t) - \tilde{T}(0, t))$ .

De la même manière, lorsque la surface est à la température  $\tilde{T}(0, t)$ , le sol émet un rayonnement en  $\epsilon\sigma\tilde{T}(0, t)^4$ , alors que ce rayonnement vaut  $\epsilon\sigma T(0, t)^4$  lorsque la surface est à la température  $T(0, t)$  (ici,  $\epsilon$  représente l'émissivité du sol, et  $\sigma$  la constante de Stefan-Boltzmann). Le flux supplémentaire radiatif s'écrit  $\epsilon\sigma(T(0, t)^4 - \tilde{T}(0, t)^4) \simeq 4\epsilon\sigma\tilde{T}(0, t)^3(T(0, t) - \tilde{T}(0, t))$  lorsque  $T(0, t) \simeq \tilde{T}(0, t)$ . Dans des conditions normales d'utilisation, l'écart attendu en surface est  $\|T(0, t) - \tilde{T}(0, t)\| < 2$  K, alors que l'ordre de grandeur de la température de surface est 280 K. Ainsi, la variation relative en température sera normalement inférieure à 1%, ce qui valide l'hypothèse de linéarisation du flux.

De façon similaire,  $T_{amp} \ll T_{moy}$  : l'ordre de grandeur de la variation relative est ici de 5%. Le flux radiatif pourra être approximé par la valeur  $4\epsilon\sigma T_{moy}^3(T(0, t) - \tilde{T}(0, t))$ , ce qui permet d'utiliser un coefficient  $4\epsilon\sigma T_{moy}^3$  constant dans les simulations.

Ainsi, tant que la température de surface reste suffisamment proche de la température sans perturbation, nous pouvons tenir compte du rôle induit par cette perturbation en sommant les flux supplémentaires convectif et radiatif. Cette somme correspond à un flux supplémentaire  $h_{tot}(T(0, t) - \tilde{T}(0, t))$ , avec  $h_{tot} = h + 4\epsilon\sigma T_{moy}^3$ . A partir des résultats de Yoed Rabin *et al.* ([27]), on peut considérer qu'une valeur raisonnable par vent faible est  $h_{tot} = 15 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

Une valeur de  $h_{tot}$  tendant vers l'infini correspondrait à une température imposée  $\tilde{T}(0, t)$  en  $z = 0$  ; et une valeur nulle à une isolation totale en surface (ni convection avec l'atmosphère extérieure, ni rayonnement), ce qui pourrait être envisagé pour une corbeille enterrée sous une maison — avec les problèmes qu'une telle installation pourrait entraîner.

*Nota Bene* : en toute rigueur, l'introduction du coefficient  $h_{tot}$  devrait être davantage liée à la température extérieure  $T_{ext}(t)$ , car l'équation 1.1 a été établie en supposant que la surface du sol a la même température que l'air extérieur :

$$T_{ext}(t) = \tilde{T}(0, t) = T_{moy} - T_{amp} \cos(\omega(t - t_f))$$

Seule une valeur de  $h_{tot}$  tendant vers l'infini permet d'obtenir cette égalité. A l'opposé, une valeur nulle impliquerait que  $T_{amp} = 0$  : il n'y aurait en effet pas d'excitation thermique de la surface.

Les valeurs de  $h_{tot}$  et de  $T_{amp}$  sont en réalité reliées par l'hypothèse de continuité du flux thermique en surface. C'est ce que nous nous proposons de détailler ici, en considérant au premier ordre que la température extérieure peut s'écrire à l'aide d'une sinusoïde d'amplitude  $\tilde{T}_{amp,air}$  :

$$T_{ext}(t) = T_{moy} - \tilde{T}_{amp,air} \cos(\omega(t - t_f))$$

En tenant compte du coefficient d'interface  $h_{tot}$ , la température théorique dans le sous-sol  $\tilde{T}(z, t)$  est donnée par la superposition de quatre sinusoïdes de même pulsation  $\omega$  :

$$\begin{aligned} \tilde{T}(z, t) = T_{moy} - \frac{\tilde{T}_{amp,air}}{1 + \alpha^4} \exp(z\sqrt{\frac{\omega}{2a}}) \times \\ \left[ \alpha^0 \cos(\omega(t - t_f) + z\sqrt{\frac{\omega}{2a}}) \right. \\ + \alpha \cos(\omega(t - t_f) + z\sqrt{\frac{\omega}{2a}} + \frac{\pi}{4}) \\ + \alpha^2 \cos(\omega(t - t_f) + z\sqrt{\frac{\omega}{2a}} + \frac{\pi}{2}) \\ \left. + \alpha^3 \cos(\omega(t - t_f) + z\sqrt{\frac{\omega}{2a}} + \frac{3\pi}{4}) \right] \end{aligned}$$

où  $\alpha = \frac{-E\sqrt{\omega}}{h_{tot}}$

On peut vérifier par le calcul que, ainsi :

$$-\lambda \frac{\partial \tilde{T}}{\partial z}(0, t) = h_{tot} \left( \tilde{T}(0, t) - T_{ext}(t) \right)$$

$\tilde{T}(z, t)$  est solution de l'équation de la chaleur et garantit la continuité du flux thermique en surface : il s'agit bien de la température annoncée.

On peut considérer comme ordre de grandeur  $\frac{E\sqrt{\omega}}{h_{tot}} \simeq 0,06$ , avec des cas extrêmes de 0 à 0,2. Sauf cas particulier, comme une très bonne isolation en surface d'un sol d'effusivité élevée, il semble raisonnable d'accepter l'hypothèse prise sur la forme de  $\tilde{T}(0, t)$  et donc sur celle de  $\tilde{T}(z, t)$  : c'est-à-dire de ne considérer que la sinusoïde en  $\alpha^0$ , et d'assimiler  $\frac{\tilde{T}_{amp,air}}{1+\alpha^4}$  à  $T_{amp}$ . Ceci revient à appliquer à la surface du modèle les variations de températures extérieures, et correspond toujours à l'équation 1.1.

D'un point de vue physique,  $h_{tot}$  est variable dans le temps, principalement à cause de l'action du vent mais aussi de l'ensoleillement, de la nature du couvert végétal, de l'humidité de l'air et du sol... Rechercher trop de précision sur ce coefficient semble ainsi illusoire. De plus, les températures aux profondeurs considérées étant amorties, les écarts avec le modèle simplifié ne seront pas mesurables dans le cas général.

### Prise en compte du gel

A des températures inférieures à 0°C, l'eau contenue dans le sous-sol est à même de geler. Nous proposons de tenir compte des propriétés thermiques de ce phénomène, sans toutefois prendre en compte les phénomènes mécaniques comme le changement de volume. Ce modèle est assez proche de celui proposé par Rui Fan *et al.* ([49]).

Afin de faciliter les calculs numériques, nous considérons un gel progressif de la fraction volumique d'eau entre 0°C et -1°C. Lors de la transition entre eau liquide et eau glacée, il y a une libération de chaleur latente ainsi qu'un changement de la conductivité thermique et de la capacité calorifique de la fraction d'eau, influant localement sur les propriétés thermiques du sous-sol. Nous faisons les hypothèses suivantes :

- il n'y a pas de migration d'eau, ni de transport convectif ;
- le sous-sol contient de l'air dans ses pores en quantité suffisante, susceptible d'être expulsé pour amortir le changement de volume de l'eau.

Autrement dit, la masse d'eau présente dans un volume de sous-sol donné se conserve au fil du temps, et la masse volumique du sous-sol reste constante.

Afin de donner un ordre de grandeur, supposons que l'air ne soit absolument pas expulsé ; et que l'eau liquide représente 50% du volume du sous-sol. Si l'on considère que l'augmentation de volume de l'eau est de 10% lorsqu'elle gèle, l'augmentation de volume du sous-sol devrait être de 5%. C'est pourquoi le modèle proposé nous semble assez réaliste : toutefois, la prise en compte de ce phénomène est une piste d'amélioration.

Notons momentanément  $\eta$  (indiqué) les fractions volumiques des constituants du sous-sol. Ceux-ci sont répartis ainsi :

- un sol « sec », c'est-à-dire d'une matrice principalement composée de terre et d'air (indice *matrice*),
- de l'eau liquide (indice *eau, liq*),
- de l'eau glacée (indice *glace*).

Nous supposons encore que c'est la terre (matériau et structure) qui donne les paramètres thermiques de la matrice composée de terre et d'air : ceux-ci resteront constants lorsque l'air sera expulsé ou réinjecté sous l'effet du changement de phase de l'eau. Nous supposons ainsi que la variation des paramètres thermiques observée pour le sous-sol est à relier seulement aux différences de propriétés thermiques entre eau liquide et eau glacée.

Comme la masse d'eau se conserve, nous avons en permanence

$$\rho_{eau,liq}\eta_{eau,liq} + \rho_{glace}\eta_{glace} = \rho_{eau,liq}\kappa$$

$\kappa$  étant la fraction volumique initiale d'eau, supposée entièrement à l'état liquide.

C'est la température du sous-sol qui va permettre de connaître le pourcentage d'eau gelée. Pour des raisons numériques, nous employons une fonction de Heaviside lissée : la fraction d'eau liquide vaut 1 pour des températures supérieures à 0°C et 0 pour des températures inférieures à -1°C. La fraction d'eau glacée sera toujours le complément à 1.

Pour simplifier les notations lors du changement d'état de l'eau, nous posons  $\eta = \frac{\eta_{eau,liq}}{\kappa}$  la fraction d'eau sous forme liquide :  $\eta$  varie de 0 à 1 selon la température, en suivant la loi de la fonction de Heaviside. La fraction d'eau sous forme glacée est donc  $1 - \eta$ , ce qui implique que

$$\eta_{glace} = \frac{\rho_{eau,liq}}{\rho_{glace}}\kappa(1 - \eta)$$

Lorsque l'eau est entièrement gelée, sa proportion volumique dans le sous-sol vaut ainsi

$$\eta_{glace} = \frac{\rho_{eau,liq}}{\rho_{glace}}\kappa$$

La proportion volumique associée à la matrice est  $\eta_{matrice} = 1 - \kappa$ .

*Nota Bene* : à cause de l'hypothèse prise sur l'air expulsé, la somme des proportions volumiques des composants ne sera pas strictement égale à 1 lorsque l'eau gèlera, si l'on suppose  $\kappa > 0$ . Toutefois, comme nous avons supposé que c'était la terre et non l'air qui déterminait les propriétés thermiques de la matrice, la part de la conductivité thermique liée à celle-ci reste constante ; et il en va de même pour la capacité calorifique.

La conductivité thermique équivalente locale du mélange dépend de la répartition des différents constituants. Pour des raisons de simplicité, nous supposons que ce mélange est parfaitement homogène, et que sa conductivité thermique peut être calculée à partir des moyennes des conductivités thermiques des trois composants, pondérées par leurs fractions volumiques locales :

$$\begin{aligned}\lambda_{sol} &= (1 - \kappa)\lambda_{matrice} + \kappa\eta\lambda_{eau,liq} + \frac{\rho_{eau,liq}}{\rho_{glace}}\kappa(1 - \eta)\lambda_{glace} \\ &= \lambda_{sol,ini} + (1 - \eta)\kappa\left(\frac{\rho_{eau,liq}}{\rho_{glace}}\lambda_{glace} - \lambda_{eau,liq}\right)\end{aligned}\tag{3.2}$$

La capacité calorifique volumique locale peut également être calculée à l'aide d'une moyenne des capacités volumiques des trois composants, pondérées par les fractions volumiques locales :

$$\begin{aligned}(\rho c_p)_{sol} &= (1 - \kappa)(\rho c_p)_{matrice} + \kappa\eta(\rho c_p)_{eau,liq} + \frac{\rho_{eau,liq}}{\rho_{glace}}\kappa(1 - \eta)(\rho c_p)_{glace} \\ &= (\rho c_p)_{sol,ini} + (1 - \eta)\kappa\left(\frac{\rho_{eau,liq}}{\rho_{glace}}(\rho c_p)_{glace} - (\rho c_p)_{eau,liq}\right) \\ &= (\rho c_p)_{sol,ini} + (1 - \eta)\kappa\rho_{eau,liq}\left((c_p)_{glace} - (c_p)_{eau,liq}\right)\end{aligned}\tag{3.3}$$

Le changement de phase liquide-solide s'accompagne d'une absorption ou d'un dégagement de chaleur latente.  $L$  représente la chaleur latente de transition (typiquement  $L = 333 \cdot 10^3$  J/kg). Considérons un volume élémentaire de sol. En intégrant l'enthalpie de changement de phase, l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\nabla\left(\lambda_{sol}\nabla T\right) = (\rho c_p)_{sol}\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial \eta \kappa}{\partial t}(\rho L)_{eau,liq}$$

soit :

$$\nabla \left( \lambda_{sol} \nabla T \right) = \left( (\rho c_p)_{sol} + \frac{d\eta}{dT} \kappa (\rho L)_{eau,liq} \right) \frac{\partial T}{\partial t}$$

Par conséquent, on peut définir la capacité calorifique équivalente du sous-sol par

$$(\rho c_p)_{sol,eq} = (\rho c_p)_{sol} + \frac{d\eta}{dT} \kappa (\rho L)_{eau,liq} \quad (3.4)$$

et conserver la forme de l'équation de la chaleur qui ne prend pas en compte le changement d'état :

$$\nabla \left( \lambda_{sol} \nabla T \right) = (\rho c_p)_{sol,eq} \frac{\partial T}{\partial t}$$

Ainsi, pour prendre en compte le gel, il suffit de remplacer la conductivité thermique du sous-sol par  $\lambda_{sol}$  (équation 3.2) et sa capacité calorifique volumique par  $(\rho c_p)_{sol,eq}$  (équations 3.3 et 3.4), la masse volumique étant conservée.

Les paramètres thermiques du sous-sol étant susceptibles d'être fortement modifiés localement, la prise en compte du gel nécessite un maillage raffiné à proximité de l'échangeur. Les équations à résoudre par éléments finis dans le sous-sol étant maintenant données, nous allons considérer diverses façons de modéliser l'échangeur géothermique hélicoïdal.

### 3.1.2 Modélisation 3D d'une corbeille

Les modélisations en trois dimensions sont celles qui permettent d'obtenir la géométrie la plus proche de la géométrie réelle. Cependant, pour avoir une bonne précision, il faut augmenter drastiquement le nombre de mailles. En conséquence, les calculs nécessitent davantage de temps et de mémoire, et les limitations de puissance informatique ne nous permettent pas toujours de nous assurer de la bonne convergence des solutions.

Pour faire fonctionner le modèle, il suffit d'appliquer en entrée de corbeille :

- le profil de vitesse ;
- la température, imposée par la pompe à chaleur, éventuellement fonction de la température retour.

Il est possible de modéliser une corbeille en trois dimensions par une hélice. Il est même possible d'ajouter une seconde hélice pour représenter la jonction qui relie le bas de la corbeille. La figure 3.1 représente une telle modélisation.

Toutefois, le maillage d'un tel modèle serait très lourd. Il faudrait également résoudre l'équation de Navier-Stokes pour prendre en compte la circulation du fluide caloporteur. L'ordinateur qui a servi aux modélisations ne dispose apparemment pas d'une mémoire suffisante pour faire tourner ce modèle.

Par conséquent, ce modèle a été simplifié : la jonction permettant le retour du fluide caloporteur a été supprimée ; et le profil de vitesse du fluide caloporteur, régulier, a été imposé au modèle. Il a fallu près de cinq jours de calcul pour effectuer deux heures de simulation, et les calculs n'avaient manifestement pas assez convergé (observation d'une incohérence au niveau des flux transitant par la paroi de l'échangeur), vraisemblablement en raison d'un maillage peu raffiné. Une seconde tentative a été effectuée, qui a avorté après deux semaines et demi de calcul, n'ayant permis que deux minutes de simulation.

Malgré le double avantage de proposer une géométrie réaliste et de permettre la représentation de phénomènes non-axisymétriques (comme la présence de divers types de sous-sol ou un écoulement de nappe), ce modèle ne permet pas d'obtenir aisément les résultats escomptés. Il semble nécessaire de pratiquer la réduction de modèle ; pour notre part, nous avons opté pour un changement de géométrie de l'échangeur, de façon à faire apparaître un axe d'axisymétrie – et donc une invariance par rotation.

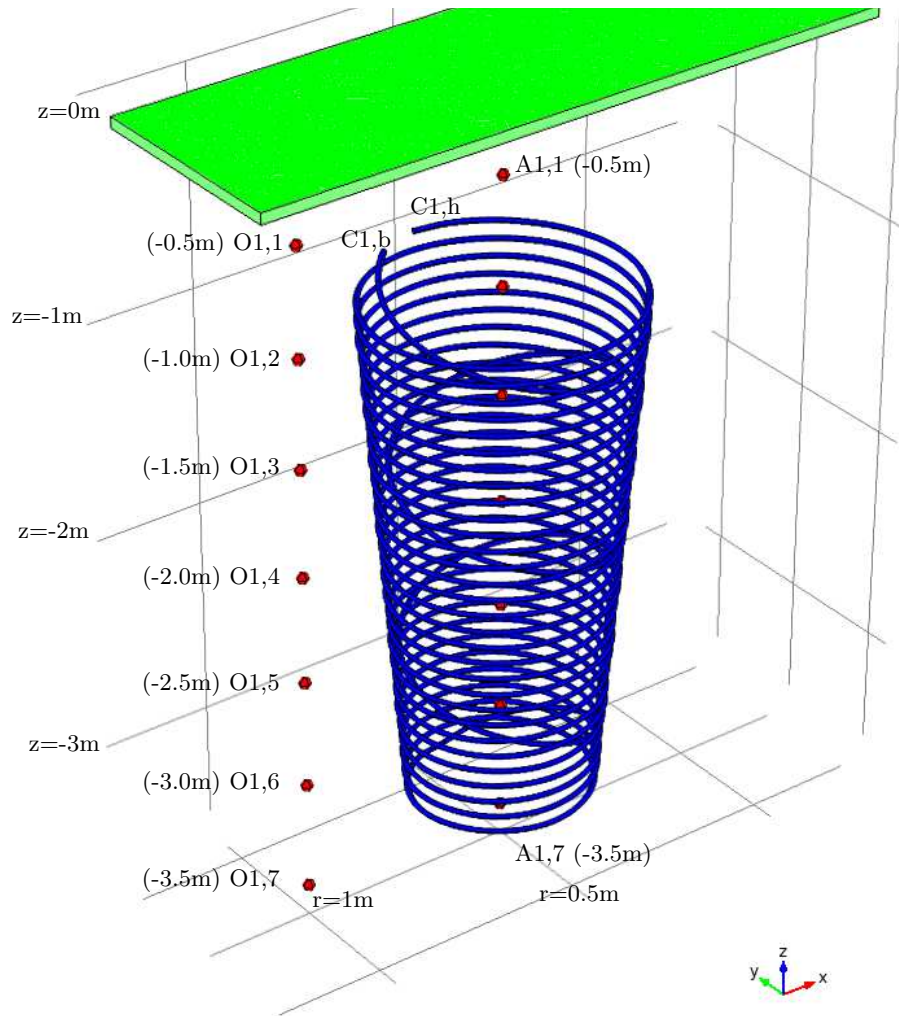


FIGURE 3.1 – Représentation 3D d'une corbeille

### 3.1.3 Modèles 2D-axisymétriques

Modéliser un échangeur hélicoïdal par des anneaux superposés ou un cylindre creux n'est pas propre à cette thèse (cf. partie 1.4.2). Pourtant, on s'aperçoit en les créant que certaines questions semblent éludées. Ceci est particulièrement vrai pour le modèle en anneaux superposés, qui nécessite des temps de calcul relativement élevés.

C'est pourquoi nous nous proposons de décomposer les étapes de modélisation. La figure 3.2 indique la géométrie générale de ces modèles.

Après différents essais numériques, nous proposons de considérer dans les modélisations les points suivants :

1. L'équation de Navier-Stokes est difficile à faire converger, car elle nécessite de très bonnes précisions de calcul. S'il y a besoin de modéliser le déplacement de fluide, il vaut mieux imposer le profil de vitesse du fluide caloporteur et ne pas avoir à résoudre cette équation.
2. Sauf conditions spécifiques (puissance extraite très faible, débit très faible, cycle de fonctionnement très court), la température du fluide caloporteur varie à peu près linéairement



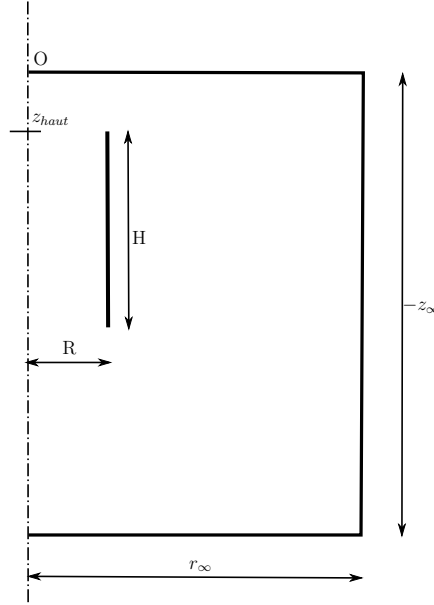


FIGURE 3.2 – Géométrie des modèles 2D-axisymétriques

en fonction de la profondeur. Ceci indique que le flux reçu est à peu près constant (peu de dépendance à la profondeur).

3. La vitesse du fluide caloporteur peut être supposée constante sur toute la section du tube (pas de vitesse nulle aux bords) à condition de prendre en compte la résistance thermique de l'écoulement. Il faut alors créer le maillage en conséquence.
4. La paroi du tube (polyéthylène) est faiblement capacitive, de sorte que l'énergie extraite du sol peut être considérée égale à celle reçue par le fluide caloporteur. Le fluide caloporteur étant également faiblement capacitif, cette énergie est également très proche de celle extraite par la pompe à chaleur.

Il aurait été possible d'utiliser un terme d'échange convectif entre le sol et le fluide caloporteur, afin de diminuer le nombre de mailles. Toutefois, pour des raisons liées au logiciel utilisé, il a semblé préférable de continuer à modéliser la paroi du tube avec la résistance thermique appropriée. Cette résistance thermique est la somme de celle de la paroi de la corbeille ( $R_{th,paroi}$ , cf. équation 1.3) et de celle de l'écoulement ( $R_{th,ecoulement}$ , cf. équation 1.4).

Nous fixons  $Nu = 4,36$ , ce qui correspond à une condition en flux imposé pour un écoulement laminaire.

Il existe de surcroît une résistance thermique de contact  $R_{th,ext}$ , qui provient du développement potentiel de poches d'air entre le tube et le sol, inhérent aux cycles de gel et de dégel induits lors des saisons de chauffe. Dans notre cas, nous admettons que cette résistance thermique reste négligeable devant les deux autres.

## Anneaux superposés

### Principe

Il est naturel de représenter la géométrie hélicoïdale de l'échangeur par des anneaux superposés, et d'utiliser la symétrie cylindrique afin d'étudier le comportement de l'échangeur de façon 2D-axisymétrique. C'est l'approche retenue par Yoed Rabin *et al.* dans [27]. On peut alors respecter le rayon de la corbeille, le pas entre les spires, ainsi que la forme du tube (rayon interne et rayon externe). Le nombre de spires étant un entier, la hauteur de la corbeille et la longueur de tube ne sont pas strictement conservées ; mais elles sont d'autant mieux approximées que le pas est petit.

Les anneaux sont maillés à l'aide d'une trentaine de noeuds, pour que l'aspect circulaire soit conservé. Ceci induit un maillage du sol fin au voisinage des anneaux.

L'évolution de la température du fluide dans un anneau se calcule à partir de la température du fluide dans l'anneau précédent, et du flux reçu sur l'anneau précédent. La température de réinjection (premier anneau) est fonction de la température du dernier anneau et de la puissance géothermique soutirée par la pompe à chaleur.

Pour faire évoluer la température du fluide d'un anneau à l'autre, deux choix se présentent :

1. Adapter conjointement la température du fluide caloporteur et le flux reçu par chaque spire (bilan de puissance).
2. Calculer directement cette température à partir des températures au voisinage des spires, en assimilant le tube à un matériau strictement résistif. La température enthalpique locale du fluide caloporteur peut alors être imposée sur la paroi interne de la spire.

La première solution pose des problèmes numériques : en effet, il y a une forte influence entre flux et température, et les solveurs ne sont généralement pas programmés pour résoudre des conditions aux limites aussi fortement liées. Le calcul direct de la seconde solution permet d'alléger considérablement les calculs nécessaires à chaque pas de temps, bien qu'il néglige l'aspect « tampon » — et donc le retard — liés aux capacités thermiques de l'échangeur et du fluide caloporteur. Cet effet étant très limité dans le cas général, ce calcul direct est préconisé et choisi ici ; son détail fait l'objet des parties suivantes.

#### *Notations pour le modèle annelé*

Le modèle comporte  $N$  spires, numérotées de 1 à  $N$  du haut vers le bas.  $T_{f_i}$  désigne la température du fluide caloporteur à l'entrée de la spire  $i$ . La température de réinjection est alors  $T_{f_1}$  ; et la température de retour PAC  $T_{f_{N+1}}$ .  $T_{s_i}$  désigne la valeur moyenne de la température du sous-sol au voisinage immédiat de la spire  $i$ .

$R_{th,spire}$  désigne la résistance thermique d'une spire et de l'écoulement. Chaque spire a les mêmes rayons interne  $r_i$  et externe  $r_e$  que le tube formant la corbeille ; et la conductivité thermique de la paroi simulée vaut  $\frac{1}{1/\lambda_{paroi} + 1/(hr_i \ln \frac{r_e}{r_i})}$ , où  $hr_i = \frac{Nu\lambda_{cal}}{2}$ . Ceci permet de simuler à la fois la résistance thermique de l'échangeur et celle de l'écoulement.

$q_v$  représente le débit volumique au sein de la corbeille.  $(\rho c_p)_{cal}$  désigne la capacité thermique volumique du fluide caloporteur.  $P$  est la puissance géothermique reçue par la corbeille.  $\Phi_i$  désigne le flux en provenance du sous-sol reçu par la spire  $i$ .

#### *Evolution de la température du fluide caloporteur*

Les équations dont nous disposons sont (flux par spire, réchauffement entre spires, puissance géothermique totale) :

$$\begin{aligned} T_{s_i} - T_{f_i} &= R_{th,spire} \Phi_i \\ T_{f_{i+1}} - T_{f_i} &= \frac{\Phi_i}{(\rho c_p)_{cal} q_v} \\ \sum_{i=1}^N \Phi_i &= P \end{aligned}$$

Les températures  $T_{s_i}$  sont données par la simulation numérique, et représentent les valeurs moyennes de la température au contact extérieur de la spire  $i$ .

Posons :

$$\beta = \frac{1}{(\rho c_p)_{cal} q_v R_{th,spire}}$$

En réécrivant les équations, nous obtenons pour  $i$  allant de 1 à  $N$  :

$$T_{f_{i+1}} - T_{f_i} = \beta(T_{s_i} - T_{f_i})$$

$$\text{soit } (\beta - 1)T_{f_i} + T_{f_{i+1}} = \beta T_{s_i}$$

Et pour la puissance totale :

$$T_{f_{N+1}} - T_{f_1} = \frac{P}{(\rho c_p)_{cal} q_v}$$

On vérifie aisément, à l'aide des relations de passage de  $T_{f_i}$  à  $T_{f_{i+1}}$ , que pour tout  $k$  de 0 à  $N - 1$  :

$$T_{f_{N+1}} = (1 - \beta)^{k+1} T_{f_{N-k}} + \beta \sum_{i=0}^k (1 - \beta)^i T_{s_i}$$

A l'aide de cette équation pour  $k = N - 1$  ainsi que de l'équation de puissance totale, nous obtenons :

$$T_{f_{N+1}} = \frac{P}{(\rho c_p)_{cal} q_v} \left[ \frac{(1 - \beta)^N}{(1 - \beta)^N - 1} \right] - \frac{\beta}{(1 - \beta)^N - 1} \sum_{i=1}^N (1 - \beta)^{N-i} T_{s_i} \quad (3.5)$$

Cette équation donne directement la valeur de la température retour en fonction de la puissance appelée et des températures du sous-sol.

Il ne reste qu'à réécrire les relations de passage, pour  $i$  allant de 1 à  $N$ , afin de déterminer la température du fluide dans chaque anneau :

$$T_{f_i} = \frac{T_{f_{i+1}} - \beta T_{s_i}}{1 - \beta} \quad (3.6)$$

Cette équation permet de calculer directement la valeur de  $T_{f_i}$  en fonction des paramètres, après calcul de  $T_{f_{i+1}}$ .

Ce modèle est beaucoup plus léger qu'un modèle en trois dimensions, présente une géométrie assez proche de la réalité, et fournit de bons résultats (développés en partie 3.2). Il présente toutefois également des inconvénients, qui sont :

- l'utilisation nécessaire d'un maillage très fin au voisinage des spires ;
- un temps de calcul élevé, malgré la « méthode directe » de calcul des températures enthalpiques du fluide caloporteur ;
- le manque de flexibilité quant aux évolutions géométriques, puisque les calculs doivent être adaptés pour tenir compte du nombre de spires représentées.

Lors du développement de ce modèle, il est difficile de vérifier qu'il n'y a pas eu d'erreur lors de la mise en place des conditions aux limites au niveau des spires. C'est une étape au cours de laquelle une attention soutenue est nécessaire.

## Cylindre creux

Un modèle 2D-axisymétrique plus simple que celui en anneaux superposés a été mentionné. Il s'agit du modèle de cylindre creux. Ce modèle est évoqué par Christine Doughty *et al.* ([18]) ainsi que Yoed Rabin *et al.* ([27, 17]), mais ne semble n'avoir pas non plus fait l'objet d'étude détaillée.

### *Dimensions du cylindre*

Le cylindre a le même rayon (moyen) et la même hauteur que la corbeille, afin de conserver le volume de sous-sol intérieur. La section de passage du fluide est telle que le volume de fluide

caloporteur est conservé : c'est à ce niveau qu'influe le pas entre les spires. En revanche, la surface d'échange entre la corbeille et le sous-sol ne pourra généralement pas être conservée.

L'épaisseur de paroi importe peu, tant qu'elle reste négligeable devant le rayon de la corbeille. La valeur de la conductivité thermique de cette paroi doit être adaptée pour conserver la résistance thermique totale entre le fluide et le sous-sol (cf. équations 1.3 et 1.4). Ainsi, nous considérerons à une hauteur donnée la température enthalpique du fluide caloporteur, sans avoir à résoudre l'équation de Navier-Stokes.

#### *Circulation du fluide caloporteur*

Le modèle étant 2D-axisymétrique, il ne peut y avoir de composante orthoradiale de la vitesse du fluide caloporteur. Celle-ci est donc purement verticale. Elle correspondra simplement à la composante verticale de la vitesse du fluide réel qui circule dans la corbeille : comme la hauteur de la corbeille et celle du cylindre sont égales, le temps de parcours du fluide est conservé. La vitesse considérée est la vitesse moyenne, sans condition de non-glissement sur la paroi interne de l'échangeur, condition qui ne se justifie pas lorsque nous ne considérons que le déplacement vertical et que la résistance thermique de l'écoulement est prise en compte par ailleurs.

De plus, comme les volumes de fluide caloporteur sont identiques, le débit volumique est également conservé.

Les conditions aux limites sont beaucoup plus simples que celles du modèle en anneaux superposés. A chaque pas de temps, il faut seulement utiliser deux paramètres :

- la puissance  $P$  de la pompe à chaleur ;
- la température de retour  $T_{ret}$ .

Ces deux paramètres permettent de calculer la température de réinjection  $T_{inj}$  à appliquer, à partir du débit dans la corbeille et de la capacité calorifique du fluide caloporteur.  $P$  étant supposée positive si la PAC extrait l'énergie du sous-sol (réchauffement du bâti), et avec :

- $q_v$  le débit volumique du fluide caloporteur ;
- $(\rho c_p)_{cal}$  sa capacité calorifique volumique,

on a

$$T_{inj} = T_{ret} - \frac{P}{(\rho c_p)_{cal} q_v} \quad (3.7)$$

Ce modèle a l'avantage d'avoir des temps de calculs réduits par rapport au modèle en anneaux superposés. De plus, il est aisément modifiable lorsque la géométrie de l'échangeur varie. Son principal inconvénient est la résistance thermique qu'il présente en  $r = R$  : contrairement au modèle en anneaux superposés, il n'y a plus de passage privilégié entre les spires, et les transferts thermiques entre le sous-sol en  $r < R$  et  $r > R$ , à hauteur de l'échangeur, ne sont pas forcément réalistes (ils transitent forcément par l'échangeur, et se heurtent à une résistance thermique élevée). Toutefois, les résultats en température livrés par ces deux modèles 2D-axisymétriques sont généralement proches (cf. partie 3.2.3). Nous préconisons ce modèle pour sa simplicité d'utilisation et sa rapidité d'exécution.

### **3.1.4 Modèle 1D-axisymétrique**

Le modèle 1D-axisymétrique est la suite logique du modèle 2D-axisymétrique en cylindre creux. L'idée directrice est la suivante : y a-t-il une hauteur, dite « médiane », à même de représenter l'état moyen du sous-sol en fonction de la distance à l'axe de la corbeille ?

La représentation est donc l'intersection du modèle en cylindre creux avec un plan de cote fixée (la hauteur médiane). Ainsi, cette représentation est identique à celle d'un cylindre infini. Les conditions de fonctionnement devront toutefois l'en différencier, sous peine de ne plus obtenir les résultats attendus pour une corbeille.

La température en  $r$  de cette hauteur médiane sera la moyenne spatiale des températures à même distance  $r$  de l'axe, pour des cotes comprises entre celle du haut et celle du bas de la corbeille, respectivement  $z_{haut}$  et  $z_{bas}$ .

A hauteur médiane, la température non perturbée  $\tilde{T}_{med}(t)$  est ainsi obtenue à partir de l'intégration pour  $z \in [z_{bas}, z_{haut}]$  de la température  $\tilde{T}(z, t)$  donnée par la formule 1.1. Le résultat de ce calcul est donné par l'équation 3.8 :

$$\begin{aligned} \tilde{T}_{med}(t) = T_{moy} - T_{amp} \frac{1}{H} \sqrt{\frac{a}{\omega}} \Big[ \exp \left( z_{haut} \sqrt{\frac{\omega}{2a}} \cos \left( z_{haut} \sqrt{\frac{\omega}{2a}} + \omega(t - t_f) - \frac{\pi}{4} \right) \right. \\ \left. - \exp \left( z_{bas} \sqrt{\frac{\omega}{2a}} \cos \left( z_{bas} \sqrt{\frac{\omega}{2a}} + \omega(t - t_f) - \frac{\pi}{4} \right) \right) \right] \end{aligned} \quad (3.8)$$

Aussi la variation naturelle de température, liée à la saison, peut-elle être modélisée par une source de chaleur (en  $\text{W/m}^3$ ) présente sur tout l'espace occupé par le sous-sol, avec une valeur  $(\rho c_p) \frac{d\tilde{T}_{med}(t)}{dt}$ ,  $(\rho c_p)$  étant la capacité calorifique volumique du sous-sol à son état naturel.

En raisonnant de la même manière qu'à l'établissement de l'équation 3.8, la température médiane du fluide caloporteur est obtenue à partir de l'intégrale de  $z_{bas}$  à  $z_{haut}$  de la température du fluide. Or, lors d'un fonctionnement « classique » de la corbeille, la température du fluide caloporteur varie à peu près linéairement selon la profondeur. La température médiane du fluide,  $T_{med,cal}$ , est ainsi donnée par l'équation 3.9 :

$$T_{med,cal} = \frac{T_{inj} + T_{ret}}{2} \quad (3.9)$$

Dans la mesure où  $T_{med,cal}$  est obtenue par la simulation, on peut revenir aux températures de réinjection et de retour grâce à l'équation 3.7, dont nous reprenons les notations :

$$T_{inj} = T_{med,cal} - \frac{P}{2(\rho c_p)_{cal} q_v} \quad (3.10)$$

$$T_{ret} = T_{med,cal} + \frac{P}{2(\rho c_p)_{cal} q_v} \quad (3.11)$$

Si le fluide caloporteur occupe dans la modélisation 1D-axisymétrique un espace compris pour  $r \in [R - \delta R, R + \delta R]$ , le volume de fluide caloporteur vaut  $H \times (\pi(R + \delta R)^2 - \pi(R - \delta R)^2) = 4\pi H R \delta R$ . Afin de conserver le volume de fluide caloporteur dans la corbeille, qui vaut  $L_{tot} \times \pi r_i^2$ , il faut poser  $\delta R = \frac{L_{tot}}{H} \frac{r_i^2}{4R}$ . Rappelons que  $L_{tot}$  est la longueur hélicoïdale de l'échangeur,  $H$  sa hauteur,  $R$  son rayon, et  $r_i$  le rayon interne du tube qui forme l'échangeur.

La puissance reçue par la corbeille peut être modélisée par une source de puissance au niveau du fluide caloporteur (en  $\text{W/m}^3$ ). Pour simuler une extraction géothermique à puissance  $P$  (positive lorsque la pompe à chaleur extrait de l'énergie du sous-sol), la source de puissance doit ainsi émettre une puissance volumique  $\frac{-P}{L_{tot} \times \pi r_i^2}$ .

Une limite de ce modèle est ce qui se passe au démarrage de la pompe à chaleur : en effet, l'hypothèse de variation linéaire de la température selon la profondeur ne peut pas être vérifiée tant que le fluide caloporteur n'a pas fait au moins une révolution complète. Si l'on suppose que le circulateur est en marche, les trois températures  $T_{inj}$ ,  $T_{ret}$  et  $T_{med,cal}$  sont égales avant l'allumage de la pompe à chaleur. Or la variation de  $T_{med,cal}$  dans ce modèle est continue, ce qui implique que la température juste après l'allumage est égale à la température juste avant l'allumage. Dans la réalité, elle est discontinue (à l'instar de  $T_{inj}$ ), et chute d'une valeur  $\frac{P}{2(\rho c_p)_{cal} q_v}$ .

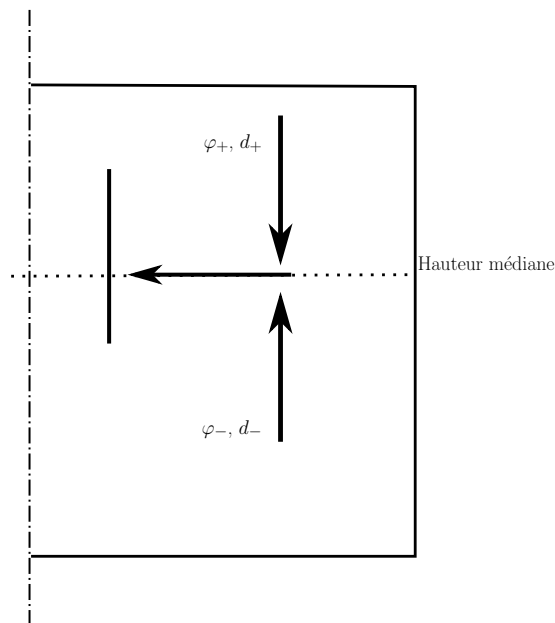


FIGURE 3.3 – Flux de recharge thermique vers la hauteur médiane

Jusqu'à maintenant, rien ne différencie ce modèle d'un modèle de cylindre infini. La composante horizontale des flux est calculée par le modèle ; mais il reste à simuler une composante verticale (cf. schéma en figure 3.3). On utilise pour ce faire un modèle grossier, qui suppose un déficit de température  $\theta$  constant sur la hauteur de la corbeille. Ce déficit de température  $\theta$  est défini comme la température sans perturbation à laquelle est soustraite la température réelle, et est donc positif lorsque la température réelle est inférieure à la température sans perturbation. Nous cherchons à trouver les flux thermiques en provenance de la surface et de la profondeur, dont l'énergie viendra se répartir sur toute la hauteur de la corbeille — afin de préserver un même déficit de température autour de la corbeille.

Le sous-sol étant à la fois résistif et capacitif, nous faisons une analogie électrique avec les circuits RC. Considérons une « tranche » de hauteur  $e$ , de surface  $S$ , de capacité volumique  $\rho c_p$  et de conductivité thermique  $\lambda$ . Les dispositions des parties résistives et capacitives sont indiquées sur la figure 3.4.

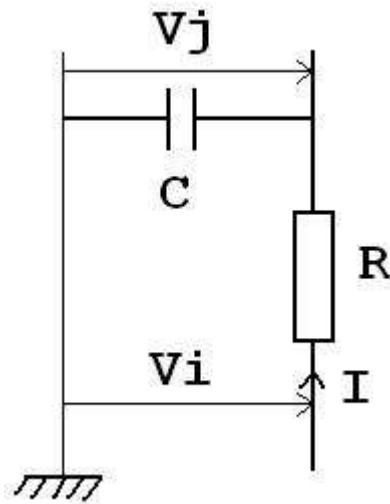


FIGURE 3.4 – Circuit RC série

Les analogies sont les suivantes :

1. La masse électrique correspond à la température sans perturbation.

2. Les tensions  $V$  correspondent aux déficits de température  $\theta$ .
3. L'intensité  $I$  correspond au flux total  $\varphi S$ .
4. La résistance  $R$  correspond à la résistance thermique  $\frac{e}{\lambda S}$ .
5. La capacité  $C$  correspond à la capacité thermique  $\rho c_p S e$ .

Nous pouvons dès à présent remarquer l'analogie  $RC \sim \frac{e^2}{a}$ ,  $a$  étant la diffusivité thermique du sous-sol.

Afin de modéliser une tranche donnée de sous-sol, sur une hauteur  $d$ , il est possible d'empiler de tels circuits (la « sortie »  $V_j$  devient l'« entrée »  $V_{i+1}$  du circuit suivant). A une extrémité, la température n'est pas perturbée sous l'effet de l'extraction géothermique (la différence de potentiel est nulle) ; à l'autre extrémité, située à hauteur médiane, le déficit de température a une valeur  $\theta$ . Ce déficit de température à hauteur médiane est calculé par le modèle.

Dans le cas d'une maille unique, comme représentée en figure 3.4, le théorème de Millman donne  $V_j = \frac{V_i/R}{1/R+jC\omega}$ . La fonction de transfert est alors :

$$\frac{V_j}{V_i} = \frac{1}{1 + j\omega RC}$$

Nous trouvons un effet de filtre passe-bas du sous-sol : pour une pulsation  $\omega$  élevée, la fonction de transfert tend vers 0. A l'inverse, elle tend vers 1 pour les pulsations faibles. Nous reviendrons sur cet aspect en partie 4.3.

En faisant tendre le nombre de circuits RC vers l'infini, on trouve la loi donnant le flux arrivant à hauteur médiane (écrite sous forme thermique, en négligeant les grandes pulsations<sup>1</sup>, c'est-à-dire en supposant que l'appel de puissance ne se fait pas à fréquence élevée) :

$$\varphi = \frac{\lambda}{d}\theta + \rho c_p \frac{d}{3} \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (3.12)$$

Le détail de ce calcul se trouve en partie B.

Comme on suppose que ce flux libère une énergie uniforme sur la hauteur de la corbeille, il est également possible de raisonner en production de chaleur (en  $\text{W.m}^{-3}$ ) en divisant  $\varphi$  par  $H$ , la hauteur de la corbeille.

Il reste à déterminer les valeurs à fixer pour  $d$ . La comparaison aux modèles 2D-axisymétriques, sur plusieurs cas tests, incite à poser pour des temps longs (supérieurs à la journée) :

$$d_+ = \sqrt{z_{\text{haut}}^2 + R^2} \text{ pour la recharge par le haut ;} \quad (3.13)$$

$$d_- = H \text{ pour la recharge par le bas.} \quad (3.14)$$

Il apparaît que les températures du caloporteur sont assez fidèles ; et que les températures évaluées à hauteur médiane (modèle 1D-axisymétrique) sous-évaluent la perturbation des températures à mi-hauteur (modèle 2D-axisymétrique). Toutefois, elles remplissent correctement le rôle de « températures moyennées » sur la hauteur de la corbeille.

Aussi semble-t-il possible d'utiliser ce modèle pour des cas généraux. Malheureusement, ceci reste empirique. De surcroît, sur des temps courts (quelques heures), l'écart de température au niveau de la corbeille est un peu sous-évalué, alors que le modèle de cylindre infini — c'est-à-dire sans recharge thermique naturelle — donne des résultats un peu plus proches de ceux des modèles 2D-axisymétriques, en surévaluant légèrement l'écart de température au niveau de la corbeille.

---

1. Mathématiquement, deux termes peuvent tendre vers l'infini : les pulsations et le nombre de circuits RC. Ici, la limite s'obtient en fixant d'abord une pulsation critique, en-dessous de laquelle on reste ; puis en faisant tendre le nombre de circuits RC vers l'infini seulement après.

L'avantage principal de ce modèle réside dans son temps de calcul extrêmement réduit, et il permet une bonne adéquation en température avec les autres modèles (cf. partie 3.2.3). L'inconvénient est la nécessité d'utiliser des valeurs empiriques pour  $d_+$  et  $d_-$  : comme toutes les valeurs empiriques, le risque existe qu'elles soient prises à défaut dans certains cas. De surcroît, le sous-sol doit avoir des mêmes propriétés physiques sur toute sa hauteur : il n'est plus possible de modéliser un empilement de strates horizontales.

Ce modèle est également le point de départ de deux autres modèles : un modèle deux dimensions pour modéliser un champ de corbeilles (cf. partie 3.1.5), ainsi qu'un modèle analytique, développé en partie 4.1.

### 3.1.5 Modèle 2D de champ de corbeilles

Le modèle 1D-axisymétrique présenté en partie 3.1.4 peut être redéveloppé en deux dimensions. Ceci ne présente évidemment aucun intérêt dans le cas d'une corbeille fonctionnant seule dans un milieu infini ; toutefois, il devient possible de nous affranchir de l'axe d'axisymétrie, ce qui permet d'aller plus loin dans les modélisations. La figure 3.5 présente trois échangeurs en ligne, plus ou moins rapprochés les uns des autres. La modélisation correspondrait à une « vue du dessus ».

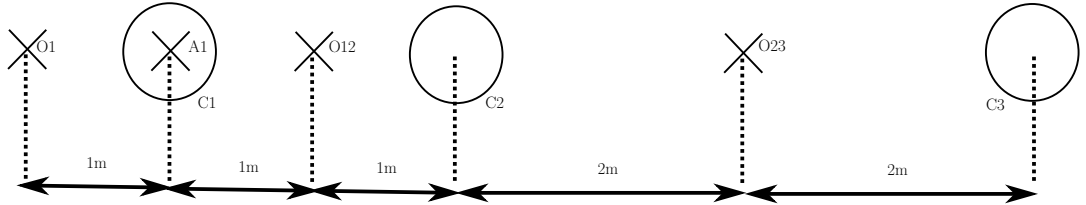


FIGURE 3.5 – Trois corbeilles en champ (« vue du dessus »)

#### Prise en compte de l'interaction entre corbeilles

Dans un modèle en deux dimensions, il est possible de représenter plusieurs corbeilles. Dans ce cas, nous pouvons constater la façon dont elles interagissent. La seule étape délicate consiste à déterminer la puissance que chacune va extraire. On s'attend en effet à ce que les températures de sortie puissent différer pour chaque corbeille, en fonction de leurs positions dans l'espace et de l'état thermique du sous-sol environnant.

Supposons qu'on ait  $k$  corbeilles. Elles sont placées en parallèle, et fonctionnent simultanément. Le réseau est équilibré, de sorte que les débits au sein de chaque corbeille ont une même valeur.

##### Equations

Nous nous appuyons sur les quatre équations suivantes,  $T_{med}$  étant mis ici pour la température médiane du fluide caloporteur (afin de ne pas surcharger les indices) :

1. Différence de température du fluide à l'injection et au retour (pompe à chaleur) : équation 3.7.
2. Mélange au collecteur à débits identiques :

$$T_{ret} = \frac{\sum_{i=1}^k T_{ret,i}}{k} \quad (3.15)$$

3. Température en sortie de corbeille (équation valide en fonctionnement, pour  $i \in [1..k]$ ) :

$$T_{ret,i} = T_{med,i} + (\Delta T)_i \quad (3.16)$$

4. Température en entrée de corbeille (équation valide en fonctionnement, pour  $i \in [1..k]$ ) :

$$T_{inj} = T_{med,i} - (\Delta T)_i \quad (3.17)$$



où les  $(\Delta T)_i$  représentent les écarts à la température médiane des températures entrée/sortie de corbeille lorsque la PAC tourne (autrement dit, la différence de température entre l'entrée et la sortie de la corbeille  $i$  vaut  $2(\Delta T)_i$ ).

Notons encore  $T_{med,moy} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k T_{med,j}$ .

A partir de ces équations, les calculs aboutissent à la puissance  $P_i$  extraite par la corbeille  $i$ , en rappelant que  $P$  et  $q_v$  correspondent à des mesures au niveau de la pompe à chaleur :

$$P_i = (\rho c_p)_{cal} \frac{q_v}{k} (T_{med,i} - T_{med,moy}) + \frac{P}{k} \quad (3.18)$$

*Nota Bene* : il est relativement facile d'adapter la puissance extraite si les débits diffèrent, en pondérant par les valeurs de débit au sein de chaque corbeille.

On constate ainsi qu'une corbeille qui « baigne » dans une température plus élevée que les autres appellera une puissance supérieure.

### Prise en compte du bâtiment

Pour des raisons pratiques évidentes, les échangeurs géothermiques se situent classiquement à proximité des bâtiments dont ils régulent la température. Une distance suffisante doit toutefois être respectée pour éviter que l'échangeur ne refroidisse le bâtiment en puisant sa chaleur. Stéphane Thiers présente un modèle simple pour estimer l'effet thermique lié à la présence du bâtiment ([50]). Toutefois, il précise également que l'influence du bâtiment sur la température du sous-sol peut être négligée, même à proximité immédiate du bâtiment, si celui-ci est bâti sur un vide sanitaire ventilé.

Pour les autres types de bâtiments, des cas ont été étudiés avec des paramètres thermiques standards pour le sous-sol. Comme le modèle prévoit généralement un réchauffement inférieur à 1°C à proximité des corbeilles, dans le pire des cas (jour le plus froid à 1 m de profondeur, en respectant un écart de 3 à 4 m avec le bâtiment), il n'a pas semblé opportun de l'adapter à l'étude de « hauteur médiane ».

### Prise en compte des circulations d'eau dans le sous-sol

Rui Fan *et al.* proposent de tenir compte d'une circulation d'eau dans le sous-sol ([49]), en faisant intervenir la vitesse de nappe. Nous proposons un modèle similaire.

L'équation de la chaleur s'écrit avec un terme d'advection, lié à la vitesse  $U(M, t)$  de déplacement :

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = -\rho c_p \vec{U} \cdot \vec{\nabla} T + \lambda \Delta T$$

De manière équivalente, ce terme d'advection peut s'écrire sous la forme d'une source de chaleur, en considérant que seule l'eau à l'état liquide permet ce transport :

$$Q_{nappe} = -\kappa \eta (\rho c_p)_{eau,liq} U \cdot \frac{\partial T(M, t)}{\partial M} \quad (3.19)$$

où  $U(M, t) \cdot \frac{\partial T(M, t)}{\partial M}$  représente le produit scalaire entre la vitesse de nappe au point  $M$  et le gradient de température en ce même point et au même instant.

Ce terme est à ajouter comme production de chaleur dans le sous-sol, aux endroits où la nappe circule. Une hypothèse prise ici de manière « masquée » est que la nappe circule horizontalement : sa vitesse et sa direction ne dépendent pas de la cote retenue, à hauteur de la corbeille.

L'intérêt de ce modèle est de pouvoir estimer le rôle des nappes d'eau, en particulier donner un ordre de grandeur de la vitesse de déplacement à partir de laquelle l'hypothèse de conduction pure dans le sous-sol est prise à défaut.

Une limite de ce modèle est la nécessité d'actualiser le champ de déplacement de la nappe, lorsqu'elle contourne la corbeille. En première approximation, on peut considérer que la nappe n'est pas perturbée par la présence de la corbeille (elle contourne les tubes entre les spires et reprend sa trajectoire) : c'est l'hypothèse que nous retenons par la suite. Toutefois, cette hypothèse n'est pas réaliste en présence de glace, qui obstrue les pores par lesquels l'eau liquide circule.

## 3.2 Simulations numériques

Les modèles présentés en partie 3.1 ont tous été implémentés sous COMSOL Multiphysics.

### 3.2.1 Couplages des corbeilles

#### Couplage à une PAC

L'équation 3.7 permet de calculer la température de réinjection en fonction de la température retour et de la puissance géothermique  $P$  appelée par la pompe à chaleur. Si l'on connaît la puissance utile  $P_{bat}$ , côté bâtiment, mais pas la puissance géothermique, il est possible de tenir compte simplement de l'effet de la pompe à chaleur selon différents critères :

1. en entrant la loi reliant les puissances et les températures de la pompe à chaleur, généralement donnée par le constructeur ;
2. ou en indiquant un coefficient de performance, fixe ou fonction des températures.

Nous reprenons la même convention pour la puissance utile  $P_{bat}$  que pour la puissance géothermique :  $P_{bat}$  est la puissance reçue par le bâtiment, c'est-à-dire que  $P_{bat} > 0$  lorsque la pompe à chaleur est en mode chauffage, et que  $P_{bat} < 0$  lorsque la pompe à chaleur est en mode rafraîchissement. Les coefficients de performance sont positifs par convention.

Lorsque la pompe à chaleur est en mode chauffage, on rappelle que le coefficient de performance  $COP_{chaud}$  est donné par la relation :

$$COP_{chaud} = \frac{P_{bat}}{P_{bat} - P} \quad (3.20)$$

$$\text{soit } P = P_{bat} \left( 1 - \frac{1}{COP_{chaud}} \right) \quad (3.21)$$

En production de froid, les relations qui font intervenir le coefficient de performance  $COP_{froid}$  sont :

$$COP_{froid} = \frac{-P_{bat}}{P_{bat} - P} \quad (3.22)$$

$$P = P_{bat} \left( 1 + \frac{1}{COP_{froid}} \right) \quad (3.23)$$

#### Couplage à un bâtiment

Le couplage à un bâtiment peut se faire en modélisant le bâtiment, ses déperditions thermiques, et en couplant un système de régulation de la pompe à chaleur. Cette solution fonctionne, donne de bonnes indications sur les cycles de fonctionnement, mais n'est généralement pas à conseiller à cause des temps de calcul requis (cf. partie 5.3.1).

Toutefois, les besoins thermiques du bâtiment ne dépendant pas du système de chauffage, nous avons généralement préféré employer des courbes de puissance reprenant les besoins thermiques d'un bâtiment donné en un endroit donné. Le CEA/INES a fourni des courbes type d'évolution des besoins, au fil de l'année, pour un bâtiment BBC à forte inertie. Ce bâtiment a une surface de 120 m<sup>2</sup> et est implanté dans la région de Chambéry. Ses besoins annuels sont d'environ 1 900 kWh en chaud et de 2 500 kWh en froid, ce qui représente un besoin de chauffage inférieur à 16 kWh/(m<sup>2</sup>.an) en énergie finale ; quant au bâtiment « RT 2005 » utilisé en partie 3.5, il nécessite environ 5 950 kWh en chaud et 1 550 kWh en froid par an, ce qui représente un besoin de chauffage inférieur à 50 kWh/(m<sup>2</sup>.an) en énergie finale.

Ces énergies, données au jour, ont été ramenées à des puissances journalières moyennes, et interpolées comme fonctions splines cubiques — afin de faciliter les calculs des solveurs. Ces puissances sont reproduites en figures 3.6 et 3.7, une valeur négative correspondant à un besoin de rafraîchissement.

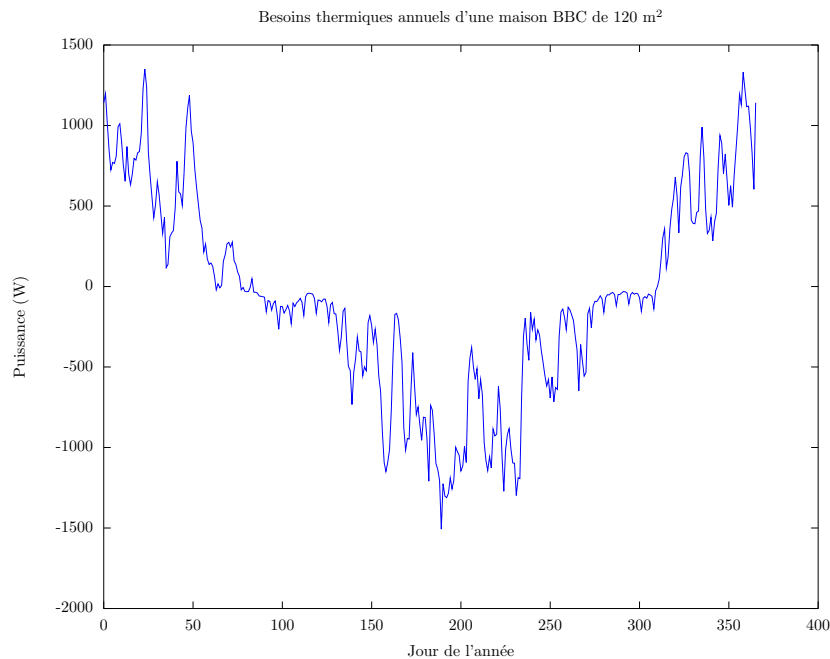


FIGURE 3.6 – Evolution des besoins thermiques d'une maison BBC de 120 m<sup>2</sup> dans la région de Chambéry (simulation CEA/INES)

### 3.2.2 Hypothèses simplificatrices pour l'utilisation des modèles

Lorsque nous considérons des résultats sur une ou plusieurs année(s), il ne fait pas sens de considérer chaque cycle de fonctionnement de la pompe à chaleur. C'est pourquoi nous supposons que la pompe à chaleur fonctionne en continu, avec un débit correspondant à son débit en fonctionnement. Les températures sont alors des températures moyennées dans le temps : en particulier, si la pompe à chaleur fonctionne normalement 20 minutes par heure et impose un écart de 3°C au glycol, la simulation donnera l'impression qu'elle fonctionne pendant une heure en continu, et que l'écart de température est de 1°C (moyenne pondérée de 3°C en vingt minutes et de 0°C en quarante minutes).

Nous reviendrons sur ces hypothèses en partie 4.3.

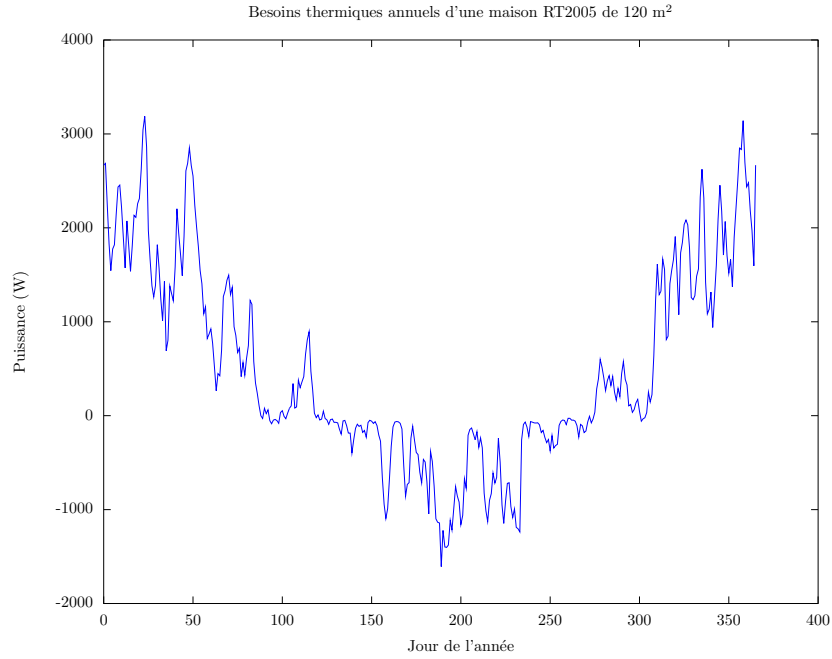


FIGURE 3.7 – Evolution des besoins thermiques d’une maison « RT 2005 » de 120 m<sup>2</sup> dans la région de Chambéry (simulation CEA/INES)

### 3.2.3 Résultats sur une année

Les résultats présentés dans cette partie correspondent à la première année de fonctionnement, à partir des valeurs de températures sans perturbation telles que définies par la formule 1.1. Les simulations commencent au tout début de la saison de chauffe.

Pour des raisons de lisibilité des graphiques, les résultats sur plusieurs années ne sont pas représentés. Pour les cas étudiés, on constate cependant une bonne reproductibilité des résultats d’une année sur l’autre, à l’exception peut-être du premier mois de fonctionnement, dans le cas où on ne repart pas d’un sol à l’équilibre thermique — par exemple parce que la saison froide suit de trop près la saison chaude. Nous retrouvons donc le comportement observé par Simone Bassetti et Ernst Rohner ([38]).

Les valeurs retenues pour le sous-sol sont celles présentées en partie 3.1.1 ( $\lambda = 1,7 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et  $\rho c_p = 2,5 \cdot 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ ), qui peuvent s’appliquer à de multiples terrains. La fraction d’eau est fixée à  $\kappa = 20\%$  en volume (soit environ 8% en masse). La météo correspond à une année type à Chambéry (Savoie). La puissance thermique requise par le bâtiment a été fournie par le CEA/INES, et correspond aux besoins en chauffage/rafraîchissement seuls, moyennés sur une journée. Le bâtiment est supposé avoir une surface de 120 m<sup>2</sup>, être de type BBC, et se situer à Chambéry. Les puissances utiles sont directement prélevées dans le sous-sol, afin que les résultats ne dépendent pas du choix de la pompe à chaleur.

Dans les modèles, l’installation géothermique est constituée de trois corbeilles. Ce choix découle de l’étude des besoins sur une année type : la puissance maximale requise, moyennée sur une journée, est de 1350 W. Avec les « règles du pouce » existantes, consistant à considérer qu’une corbeille « fournit » environ 1000 W (de 700 W en sol sec à 1200 W en sol saturé d’eau, cf. [33]), il est nécessaire d’utiliser au moins deux corbeilles. Si l’on considère que les pompes à chaleur sont systématiquement surdimensionnées, d’une part pour ne pas fonctionner en continu et d’autre part pour pouvoir faire face à des conditions plus rigoureuses que des années types, le choix de trois corbeilles semble réaliste.

Les modèles ne simulant qu'une seule corbeille (tous, sauf le champ de corbeilles) ont fonctionné avec une valeur  $r_{\infty} = 7$  m : dans une telle configuration, l'interaction thermique entre les échangeurs n'est pas mesurable. Une corbeille extrait alors un tiers de l'énergie requise. Le débit de fluide caloporteur est fixé à 4 L/min par corbeille. Les corbeilles sont de type « Terra-Spiral », comme celles implantées sur le site expérimental : le haut de l'échangeur est enfoui à  $z_{haut} = -1$  m.

Pour illustrer les résultats de simulation, nous avons fait le choix de représenter les températures :

- de retour du fluide caloporteur ;
- de l'axe, à une profondeur de 2,5 m sous la surface, ou à hauteur médiane pour le modèle 1D-axisymétrique ;
- de l'observation à 1 m de l'axe, à la même profondeur.

### Anneaux superposés

La figure 3.8 présente les valeurs de température simulées pour le modèle en anneaux superposés.

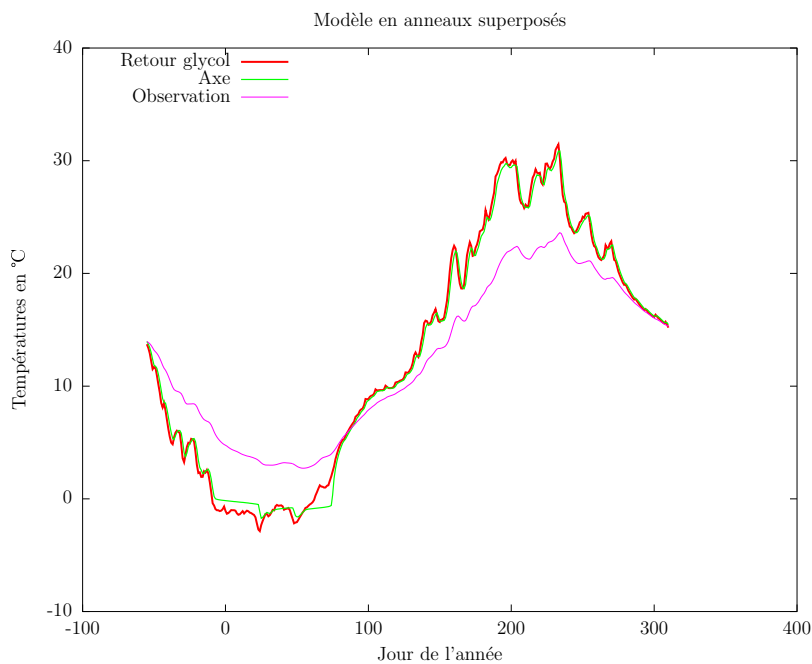


FIGURE 3.8 – Modèle en anneaux superposés

On peut constater que les températures en fin de simulation sont un peu plus élevées qu'en début de simulation ; mais de manière peu significative. Autrement formulé, le stockage thermique intersaisonnier n'est pas très efficace. A l'inverse, la recharge thermique est très bonne, et on ne constatera pas de décharge thermique susceptible de diminuer les performances de chauffe l'année suivante. Ceci se vérifie même si les échangeurs ne sont pas utilisés pendant la saison chaude, y compris avec des bâtiments plus énergivores (cf. partie 3.5).

Le dimensionnement choisi ne permet pas un fonctionnement à l'eau claire, dans la mesure où les températures du fluide caloporteur descendent sous 0°C. Toutefois, ces températures restent dans des gammes de températures utilisables par une pompe à chaleur. On peut constater sur la figure 3.8 que le sous-sol gèle jusqu'à l'axe de la corbeille : les températures stagnent longtemps autour de 0°C, indiquant la présence conjointe d'eau liquide et de glace. En revanche, à 1 m de l'axe, les températures restent positives tout au long de l'année.

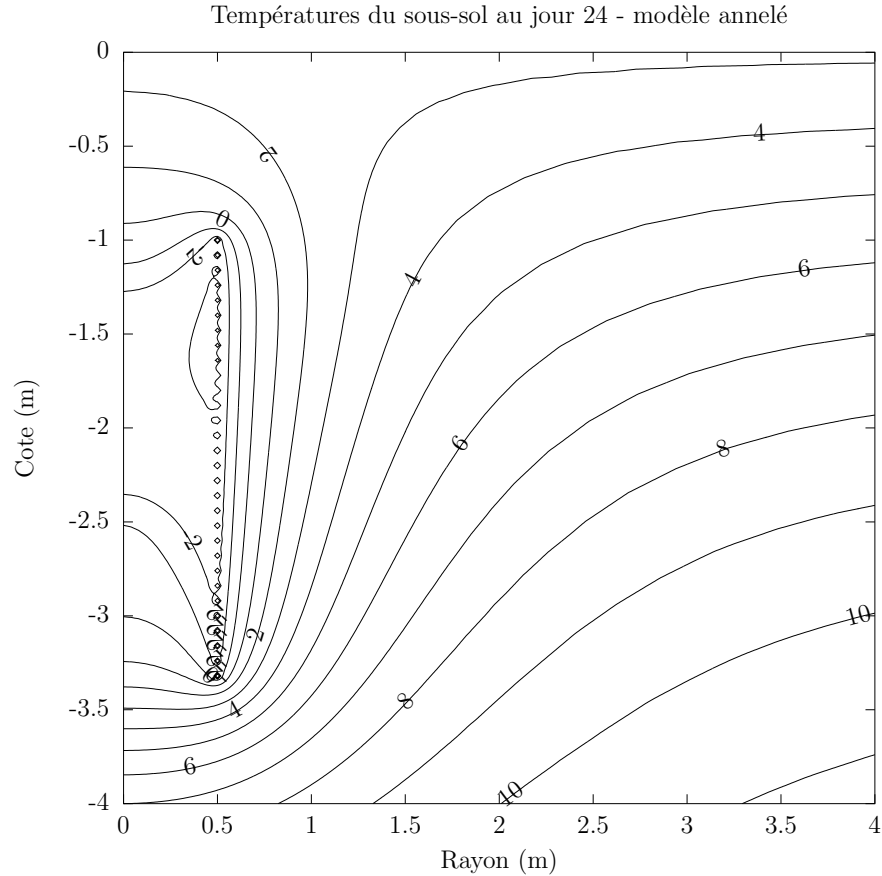


FIGURE 3.9 – Températures dans le sous-sol au jour 24, modèle en anneaux superposés

La figure 3.9 indique les courbes isothermes dans le sous-sol au jour 24 (jour où le fluide caloporteur est le plus froid), sur une extension de quatre mètres à partir de l'origine. En particulier, on peut visualiser l'extension de la glace, dont les limites se trouvent entre les isothermes  $-1^{\circ}\text{C}$  et  $0^{\circ}\text{C}$ . On peut constater que la perturbation thermique est élevée jusqu'à environ 2 m de l'axe, distance à partir de laquelle les courbes isothermes commencent à reprendre une disposition horizontale.

Avec un maillage relativement serré à l'intérieur de la corbeille, ainsi qu'à l'extérieur à proximité de la corbeille, le modèle en anneaux superposés nécessite près de 30 minutes de calculs.

### Cylindre creux

La figure 3.10 présente les valeurs de température simulées pour le modèle en cylindre creux.

Ces valeurs semblent proches des valeurs obtenues pour le modèle en anneaux superposés. Ceci est confirmé par la figure 3.11, qui indique l'écart de température entre les deux modèles (une valeur positive indiquant des températures plus élevées pour le modèle en anneaux superposés).

La figure 3.11 montre que les températures simulées pour le fluide caloporteur et pour le point hors de la corbeille sont très comparables entre les deux modèles 2D-axisymétriques : ces écarts sont généralement inférieurs à  $0,5^{\circ}\text{C}$ , avec toutefois des écarts un peu supérieurs, occasionnellement, pour le fluide caloporteur.

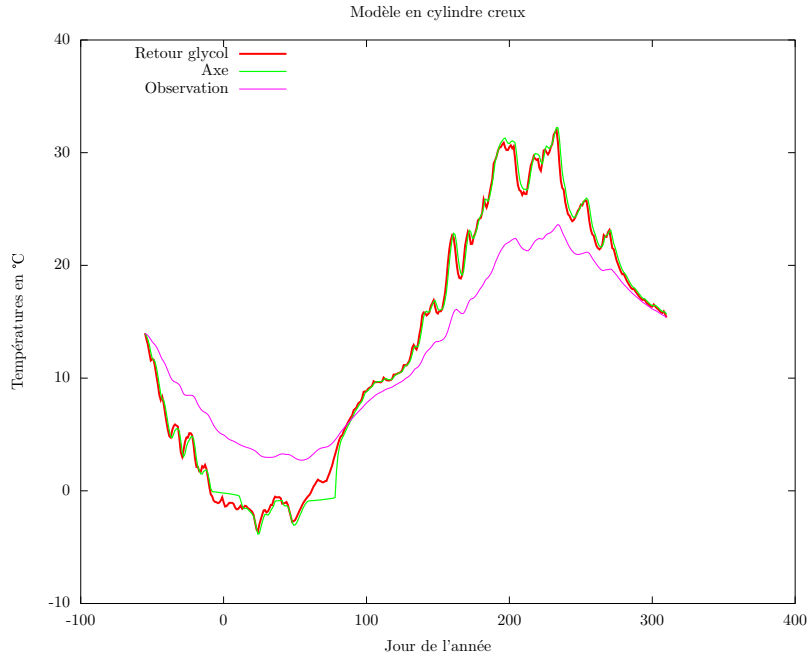


FIGURE 3.10 – Modèle en cylindre creux

Au niveau de l'axe, on peut constater que les températures simulées varient un peu moins rapidement pour le modèle en anneaux que pour le modèle en cylindre creux. Même si ces écarts sont généralement limités à 1°C, avec des pics lors des phases de gel et de dégel, les valeurs sont plus significatives qu'au niveau du fluide caloporteur.

Le maillage ne semble pas pouvoir expliquer cette différence, ni les pas de temps retenus. Une explication pourrait venir de la forme de l'échangeur modélisé : les anneaux permettraient une meilleure communication entre les parties intérieure et extérieure, ce qui régulerait les températures sur l'axe, alors moins influencées par les températures du fluide caloporteur.

Dans le cas du modèle en cylindre creux, les faibles conductivités thermiques de la paroi de l'échangeur et du fluide caloporteur – par rapport à la conductivité du sous-sol – impliquent une surestimation de la résistance thermique entre le sol à l'intérieur et à l'extérieur du cylindre. Le « rééquilibrage thermique » entre ces deux parties se fait ainsi plus difficilement avec le modèle en cylindre creux qu'avec celui en anneaux superposés.

Il est possible de tenir compte de ce phénomène en appliquant la conductivité thermique du sous-sol aux objets placés en  $r = R$ , c'est-à-dire aux parois de l'échangeur et au fluide caloporteur. On modélise ainsi le sous-sol présent en  $r = R$  plutôt que l'échangeur thermique. Dans ce cas, les écarts thermiques entre modèles diminuent. Une autre solution consisterait à diminuer les épaisseurs modélisées : c'est ce principe qui est appliqué dans le modèle analytique présenté en partie 4.1, où les épaisseurs sont supposées infiniment minces.

Avec un maillage comparable à celui des anneaux superposés, il faut environ 1 minute pour réaliser la simulation.

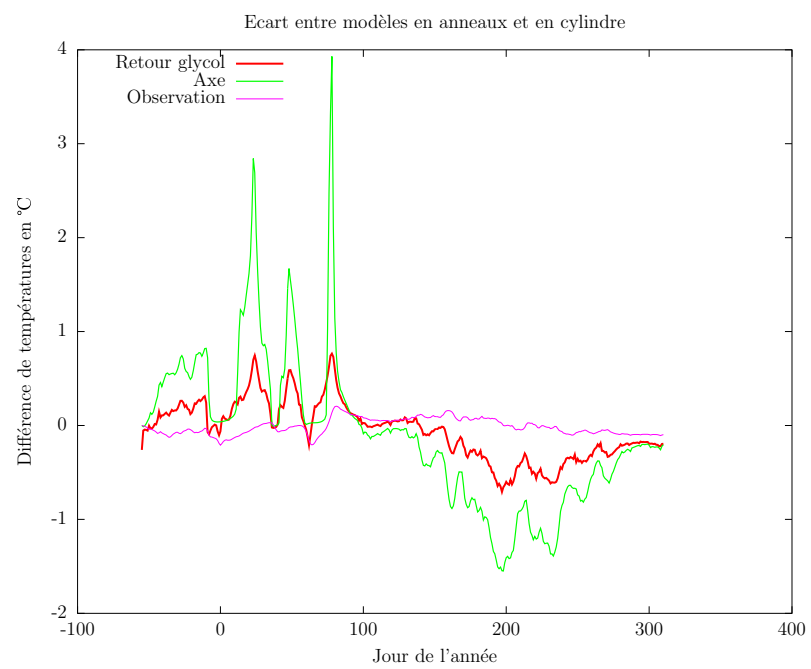


FIGURE 3.11 – Ecart entre les modèles 2D-axisymétriques



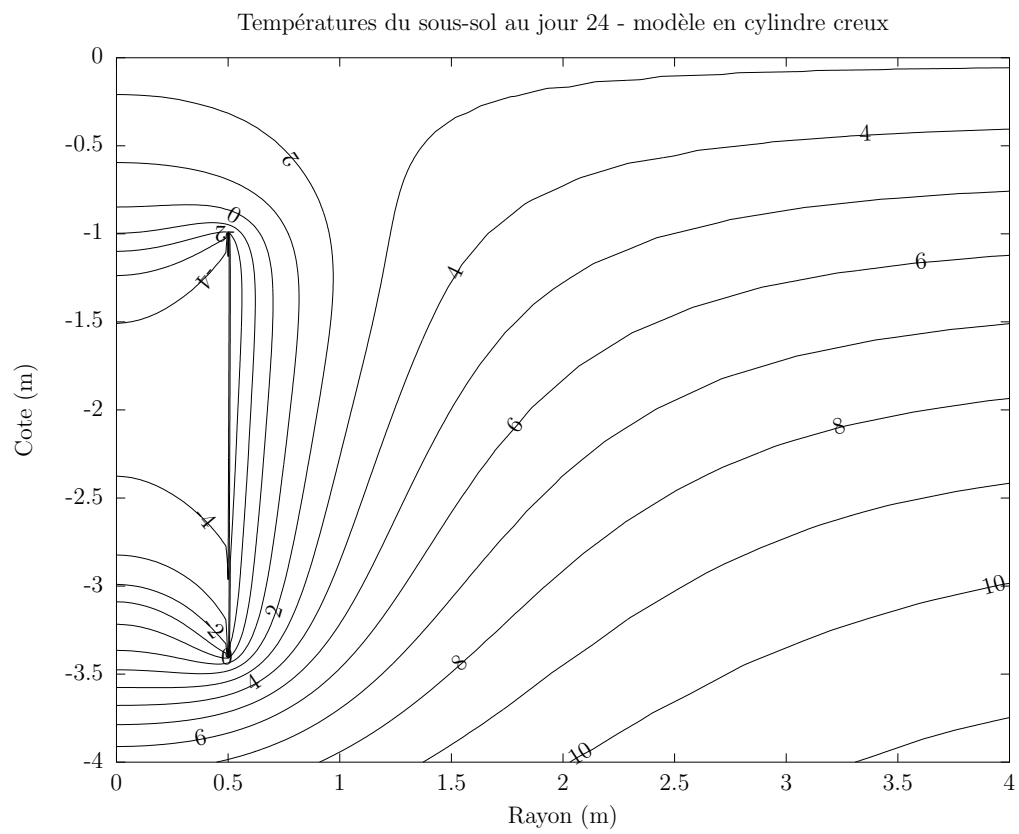


FIGURE 3.12 – Températures dans le sous-sol au jour 24, modèle en cylindre creux

## Modèle 1D-axisymétrique

Le modèle 1D-axisymétrique dont les résultats sont présentés ici fonctionne avec une modification par rapport au principe de simulation présenté en partie 3.1.4 : la paroi de l'échangeur et le fluide caloporteur ont les mêmes propriétés thermiques que le sol. La résistance thermique de la paroi n'est prise en compte que lors du post-traitement, étape nécessaire pour revenir aux températures retour et réinjection (les températures étant simulées seulement à hauteur médiane).

Ceci ne peut se faire que parce que les inerties en jeu sont faibles devant celle du sol, grâce aux minces épaisseurs des deux éléments considérés.

La figure 3.13 présente les valeurs de température simulées pour le modèle 1D-axisymétrique.

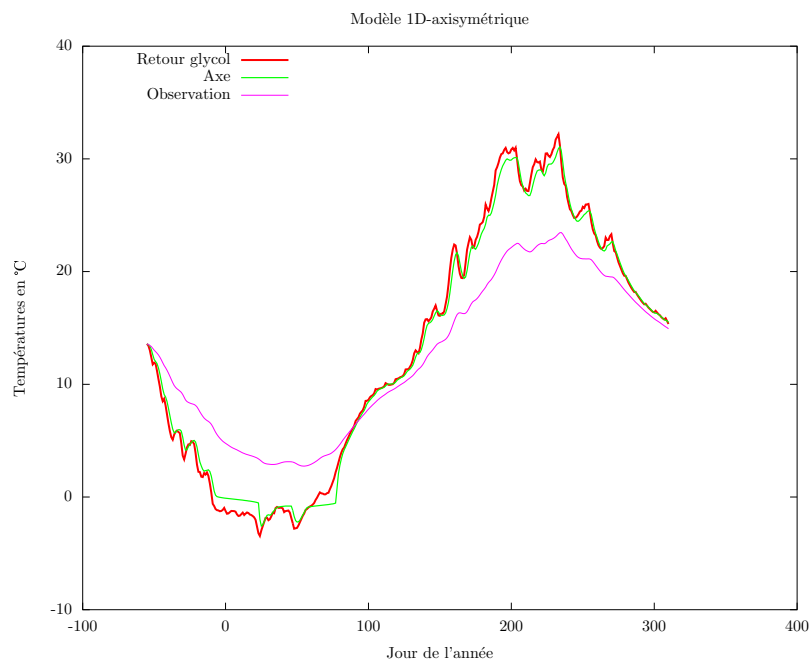


FIGURE 3.13 – Modèle 1D-axisymétrique

Une fois encore, les températures semblent proches. La figure 3.14 indique les écarts de températures par rapport au modèle en cylindre creux (une valeur positive indiquant des températures plus élevées pour le modèle 1D-axisymétrique).

La seule température qui devrait être comparée est celle du fluide caloporteur, dans la mesure où les valeurs à « hauteur médiane » (modèle 1D-axisymétrique) ne correspondent pas exactement aux valeurs à  $z = -2,5$  m. Cette fois encore, on peut constater la cohérence des modèles. Toutefois, le modèle 1D-axisymétrique est un peu plus inerte que le modèle en cylindre creux. Ceci se constate pendant la saison chaude, lorsque les besoins de rafraîchissement diminuent brusquement : la température du fluide caloporteur semble alors plus élevée pour le modèle 1D-axisymétrique que pour le modèle en cylindre creux.

Bien qu'il ne s'agisse pas des mêmes temps de réponse, ce phénomène pouvait être attendu dès l'étape de modélisation (partie 3.1.4) : une variation brusque de la puissance géothermique peut être assimilée à une discontinuité, comme lors du démarrage de la pompe à chaleur.

Malgré ce phénomène, la cohérence d'ensemble est bonne ; et avec les géométries considérées, on constate également que les températures médianes correspondent à peu près aux températures à mi-hauteur. Le phénomène le plus notoire est la robustesse de la modélisation du changement

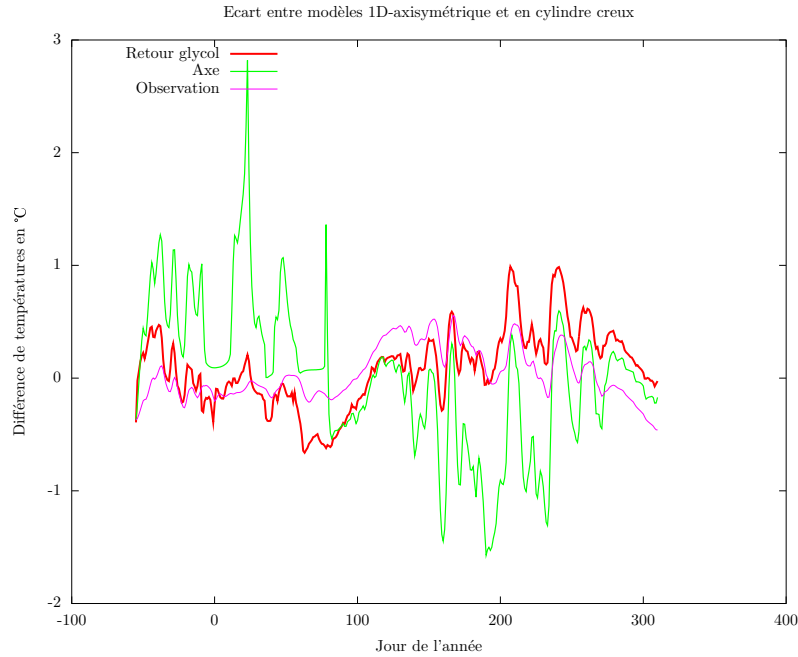


FIGURE 3.14 – Ecart entre modèle 1D-axisymétrique et modèle en cylindre creux

d'état de l'eau, qui produit des effets très comparables sur les modèles 2D-axisymétriques et sur le modèle 1D-axisymétrique.

Le principal avantage du modèle 1D-axisymétrique par rapport aux modèles 2D-axisymétriques est sa rapidité d'exécution (quelques secondes malgré des mailles serrées).

A partir de l'exemple de la maison BBC de 120 m<sup>2</sup> dans la région de Chambéry, et pour un dimensionnement réaliste du champ de corbeilles, on peut constater que les trois modèles livrent des températures très proches au niveau du fluide caloporteur et à un mètre de l'axe de l'échangeur.

Les différences les plus significatives sont au niveau de l'axe de la corbeille, où le modèle en cylindre creux prévoit systématiquement des températures inférieures en saison de chauffe et supérieures en saison de rafraîchissement. Ceci peut s'expliquer en partie par la résistance thermique qui existe au niveau de l'échangeur, en  $r = R$ . Dans le cas des anneaux superposés, le flux thermique transite plus aisément entre les spires; et on a utilisé pour le modèle 1D-axisymétrique les caractéristiques du sous-sol à hauteur de l'échangeur, sol qui présente une meilleure conductivité thermique.

On peut constater que les différences de température au niveau de l'axe sont surtout prononcées en fin de période de gel ou de dégel, lorsque les températures recommencent brusquement à varier.

Le modèle en cylindre creux rend vraisemblablement moins bien compte des phénomènes thermiques au niveau de l'axe, notamment lors du gel et du dégel. Toutefois, aucun modèle ne semble vraiment supérieur aux autres pour décrire ce qui se passe à l'extérieur de la corbeille, ou même au niveau du fluide caloporteur. Chaque modèle semble pouvoir être utilisé, avec des avantages propres à chacun :

- le modèle en anneaux superposés respecte assez bien la géométrie réelle et permet d'accéder de manière assez fiable à toutes les températures, mais est long lors de l'exécution ;
- le modèle en cylindre creux a une exécution rapide, est simple d'utilisation et facilement modifiable, mais tend à surestimer les perturbations près de l'axe ;

- le modèle 1D-axisymétrique est extrêmement rapide, facilement modifiable, mais ne permet de visualiser que des phénomènes moyennés.

Selon les applications envisagées, on pourra avoir recours de préférence à l'un ou à l'autre de ces modèles.

### Champ de corbeilles

Jusqu'à présent, nous avons considéré une axisymétrie (à l'exception du modèle en trois dimensions), et des corbeilles fonctionnant de manière similaire, sans interagir les unes avec les autres. Nous présentons ici des résultats de simulations permettant de passer outre ces hypothèses.

Le champ de corbeilles représenté correspond à la géométrie d'implantation des échangeurs C1, C2, et C3 (cf. figures 2.2 et 2.3) : ces trois échangeurs sont en ligne, C2 étant au milieu ; un entr'axe de 2 m sépare C1 de C2, et un entr'axe de 4 m sépare C2 de C3.

La figure 3.15 présente l'évolution des températures de retour des trois corbeilles. Ces températures restent assez proches malgré l'interaction thermique forte qui existe entre C1 et C2. L'étude des puissances permet de montrer que C3 est davantage sollicitée que C1 et C2, bien que l'effet reste assez limité.

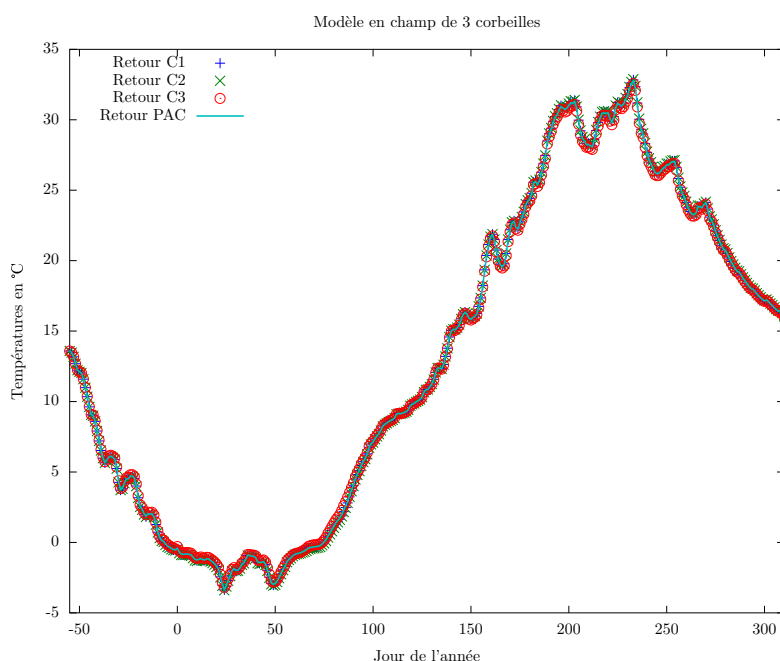


FIGURE 3.15 – Températures retour dans un champ de 3 corbeilles proches

La comparaison de la figure 3.15 et de la figure 3.13 permet de constater que les valeurs de température retour de l'eau glycolée sont presque les mêmes lorsque le fluide est le plus froid : si l'on considère les deux pics où cette température est la plus faible (jours 23 et 49), on ne voit pas de différence lors du premier pic, et une différence à peine mesurable lors du second.

Pendant une durée d'environ un mois à la fin de la saison de chauffe, la température retour du fluide caloporteur est inférieure de plus d'un degré à la valeur qu'elle aurait si les trois corbeilles étaient indépendantes. De manière similaire, au plus fort de la saison chaude, cet écart de température est compris entre 1 et 2°C. Ceci met en évidence le rôle de l'interaction entre les échangeurs.

Afin de considérer l'effet des circulations d'eau dans un sous-sol poreux, nous avons supposé que l'eau liquide contenue dans le sous-sol était à même de se déplacer horizontalement, à une vitesse de  $0,4 \cdot 10^{-6}$  m/s (soit un peu moins de 0,35 m par jour, ou environ 125 m par an). L'écoulement vertical n'est pas pris en compte dans ce modèle.

La figure 3.16 représente les températures retour dans le cas où l'écoulement est transverse au champ ; et la figure 3.17 représente ces mêmes températures dans le cas où l'écoulement se produit de C3 vers C1.

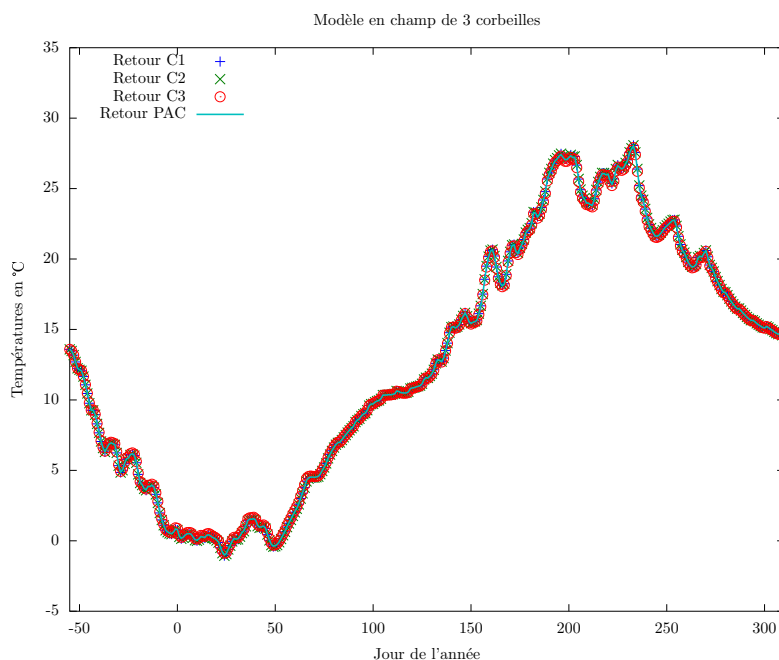


FIGURE 3.16 – Températures retour dans un champ de 3 corbeilles proches, avec écoulement transverse à  $0,4 \cdot 10^{-6}$  m/s

Dans le cas de l'écoulement transverse (figure 3.16), on constate que les températures extrêmes sont beaucoup moins perturbées que dans le cas sans écoulement (figure 3.15). Ceci est encore vrai dans le cas où l'écoulement se fait dans le sens du champ de corbeilles (figure 3.17), mais de manière moins prononcée. Dans ce dernier cas, on constate également que les températures de retour, à une date donnée, sont plus éparpillées : le fluide caloporteur au sein de C3 est moins perturbé thermiquement que celui au sein de C1.

La modélisation thermique de l'écoulement d'eau proposée ici est trop imprécise pour aboutir à des résultats quantitatifs. D'un point de vue qualitatif, l'écoulement d'eau est à même d'entraîner au loin les perturbations thermiques liées aux échangeurs. Si le terrain d'installation se prête à de tels écoulements d'eau, il est possible de profiter de cet effet en installant le champ de corbeilles en ligne, perpendiculairement à la direction principale de l'écoulement. Ce phénomène sera de nouveau évoqué en partie 5.2.3.

Cette étude simple montre la nécessité de déceler l'existence d'une nappe d'eau sur le terrain d'installation des échangeurs, et le cas échéant sa vitesse de déplacement, au risque de surdimensionner l'installation ou de perturber le fonctionnement des corbeilles en aval. La présence d'eau aux profondeurs d'installation peut être vérifiée avant de commencer les travaux, grâce à des méthodes comme la tomographie électrique (cf. partie 2.1.6).

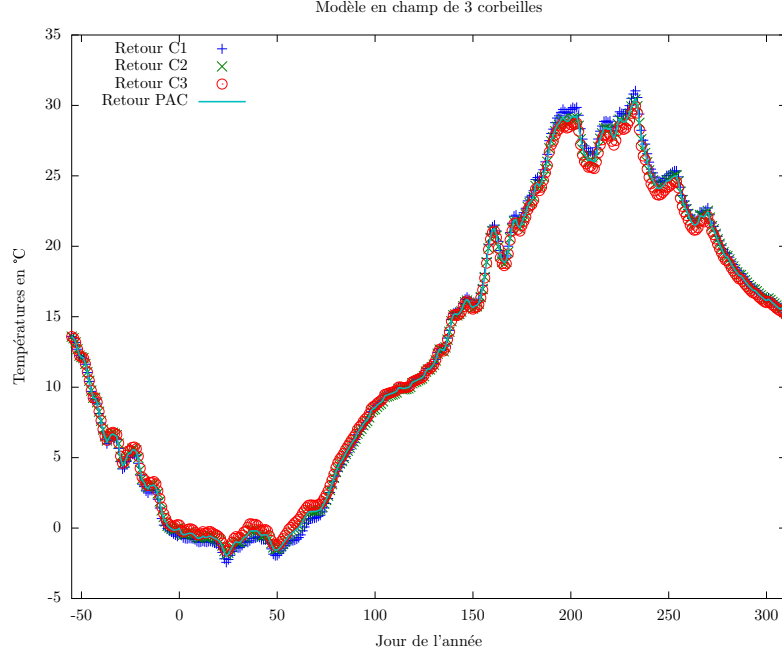


FIGURE 3.17 – Températures retour dans un champ de 3 corbeilles proches, avec écoulement de C3 vers C1 à  $0,4 \cdot 10^{-6}$  m/s

### 3.3 Comparaison à un modèle validé

Yoed Rabin et Eli Korin présentent des résultats simulés à partir d'un modèle validé expérimentalement ([17]). Afin de nous assurer du bon fonctionnement de nos modèles, nous comparons leurs résultats avec ceux que nous obtenons à partir du modèle en cylindre creux présenté en partie 3.1.3, en l'adaptant à leur cas d'étude.

Celui-ci consiste à implanter une corbeille de 0,5 m de rayon, de 6 m de hauteur, et de 0,1 m de pas, en posant le fond à une profondeur de 10 m. Aux profondeurs considérées, le sol a une température homogène de 20°C pendant l'année. Le diamètre hydraulique est de  $30 \cdot 10^{-3}$  m, et le fluide qui transite dans l'échangeur est de l'eau claire. Afin de simuler un lieu de stockage souterrain, le sol est supposé être calorifugé à une distance  $r_\infty = 3$  m de l'axe de l'échangeur géothermique.

La première phase du test est une phase de charge du sous-sol. Pendant cinq mois, le fluide caloporteur est injecté à une température de 70°C, par le bas de l'échangeur et avec un débit de 40 kg/h, qui correspond aussi à un écoulement laminaire. A l'issue de cette phase, on injecte le fluide à une température de 20°C, en conservant le sens d'injection et le débit (phase de décharge).

Le test est pratiqué pour deux types de sol :

- une conductivité thermique  $\lambda = 1,8 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et une capacité thermique  $\rho c_p = 3,18 \cdot 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$  (cas 1) ;
- une conductivité thermique  $\lambda = 0,8 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  et une capacité thermique  $\rho c_p = 2,5 \cdot 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$  (cas 2).

La figure 3.18 reprend les valeurs des températures retour du fluide caloporteur. Celles issues de la référence [17] ont été relevées à partir de la figure 8(a) de cette référence. Les températures simulées par les deux modèles sont en bonne cohérence dans les deux cas d'étude.

Les températures aux jours 150 (fin de charge) et 165 (mi-décharge) étant également fournies, les figures 3.19 et 3.20 proposent une comparaison pour le cas d'étude 1 ; et les figures 3.21 et 3.22 pour le cas d'étude 2.

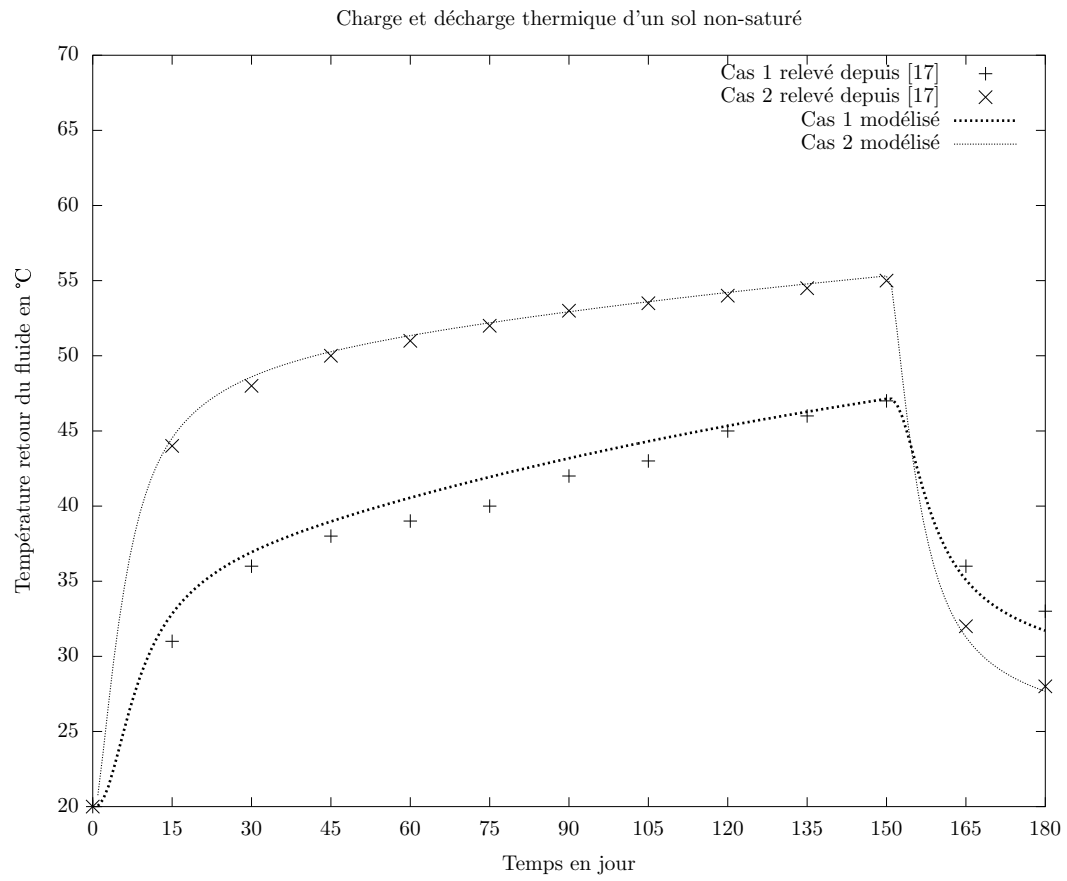


FIGURE 3.18 – Comparaison des températures de retour du fluide caloporteur à partir d'un modèle validé ([17])

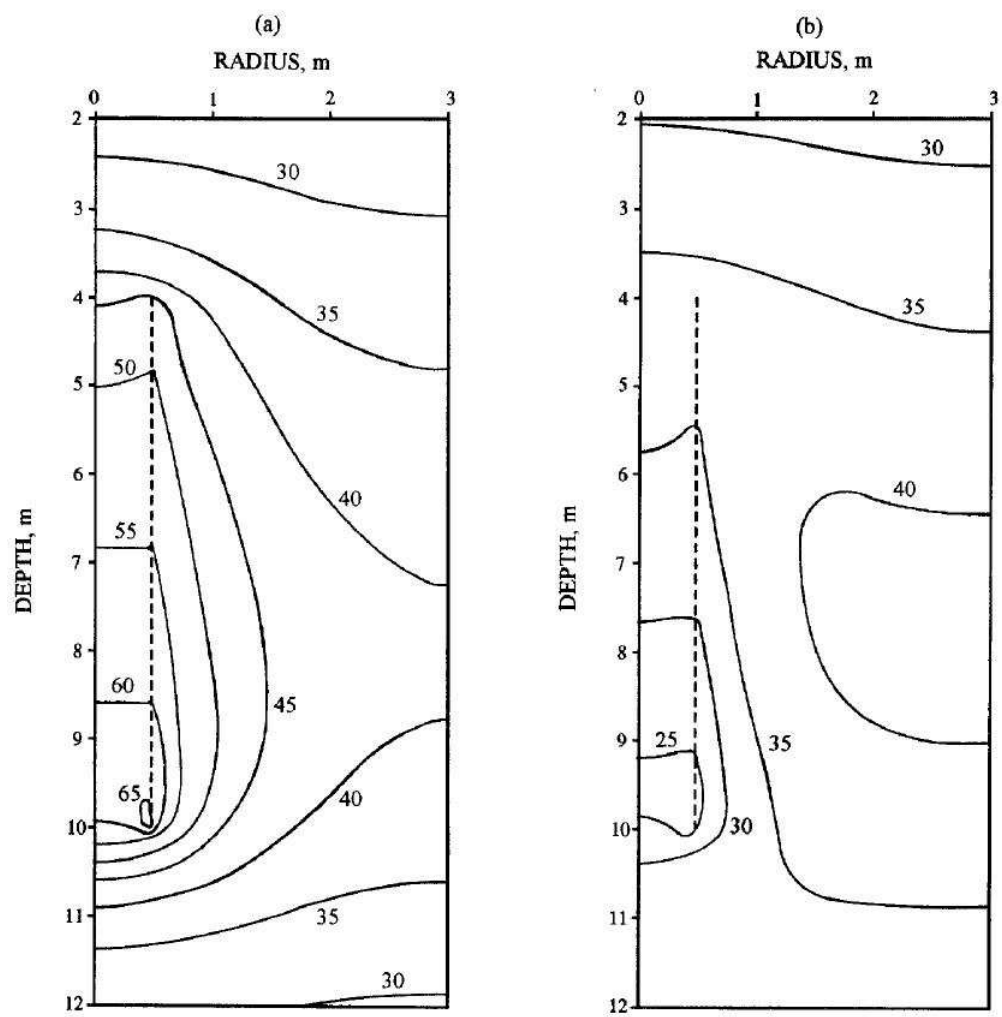
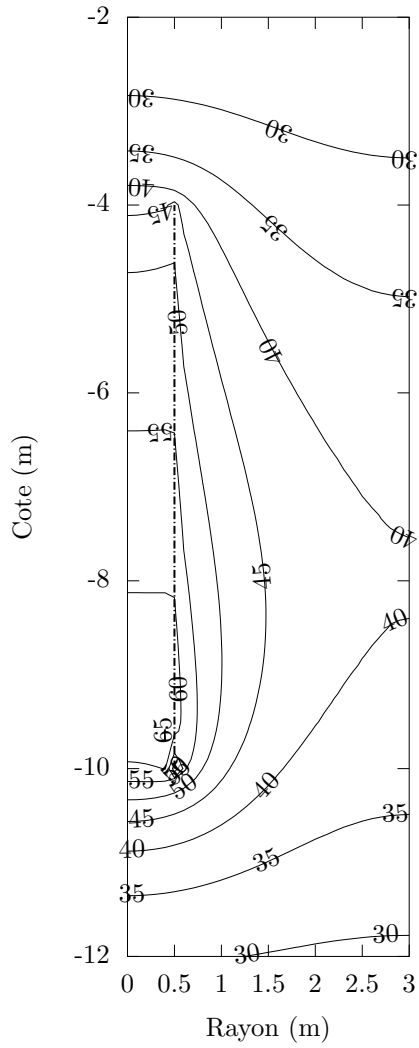


FIGURE 3.19 – Températures du sous-sol pour le cas 1, selon [17] (a : jour 150 ; b : jour 165)



Températures du sous-sol cas 1 (jour 150)



Températures du sous-sol cas 1 (jour 165)

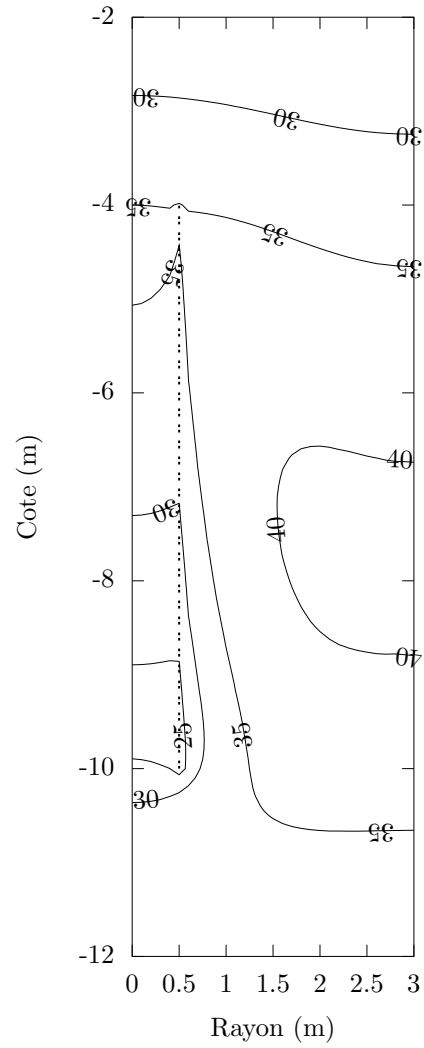


FIGURE 3.20 – Températures du sous-sol pour le cas 1, modèle en cylindre creux (gauche : jour 150 ; droite : jour 165)

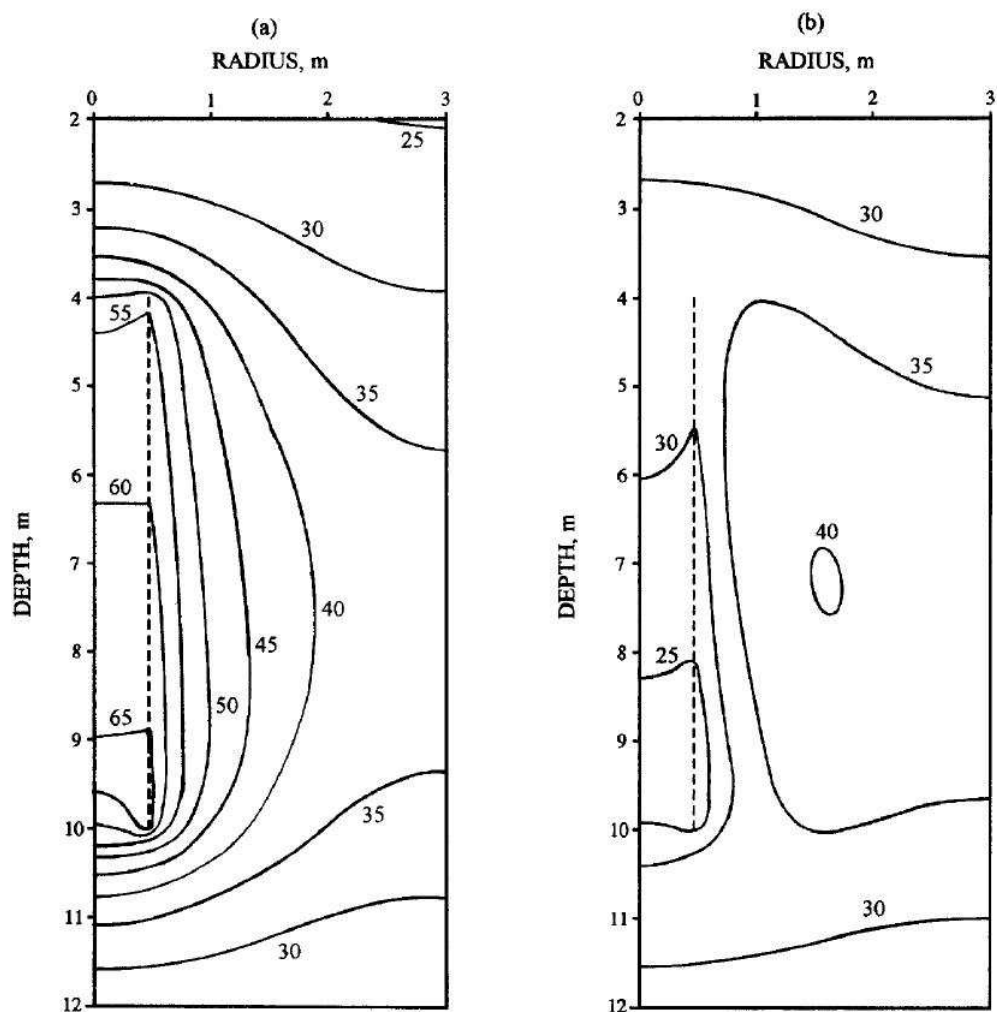


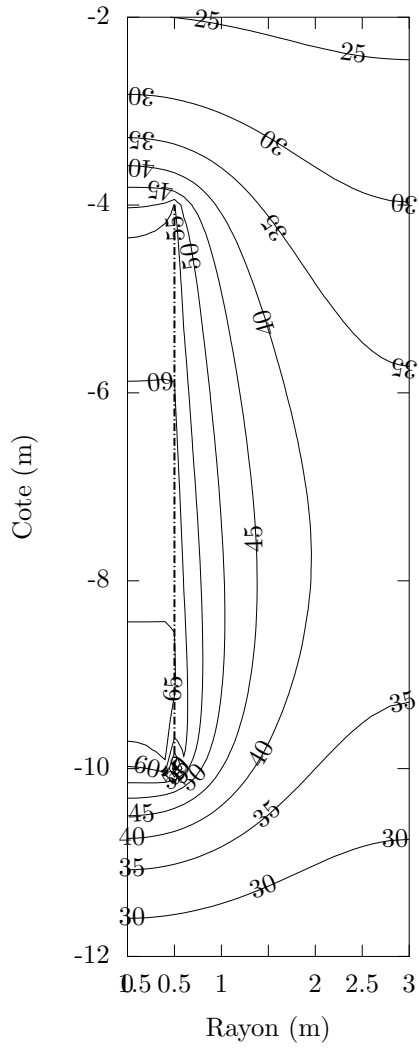
FIGURE 3.21 – Températures du sous-sol pour le cas 2, selon [17] (a : jour 150 ; b : jour 165)

Les courbes isothermes proches de l'échangeur sont très comparables pour les deux modèles. L'adéquation est un peu moins bonne pour les courbes isothermes éloignées ; toutefois, celles-ci se situent dans une zone où les gradients thermiques sont peu élevés, de sorte que les différences observées sont peu significatives et ne remettent pas en cause le modèle.

Le modèle développé par Yoed Rabin et Eli Korin est ainsi en cohérence avec les résultats du modèle en cylindre creux, qui se retrouve « validé » sur ces cas d'étude. Comme les réponses des différents modèles développés sont également proches les uns des autres (cf. partie 3.2.3), on peut considérer que chaque modèle est à même de refléter la réalité de notre cas d'étude.

La partie 3.4 permet de comparer le modèle en cylindre creux avec une expérience de terrain plus complexe, réalisée à partir de notre installation expérimentale.

Températures du sous-sol cas 2 (jour 150)



Températures du sous-sol cas 2 (jour 165)

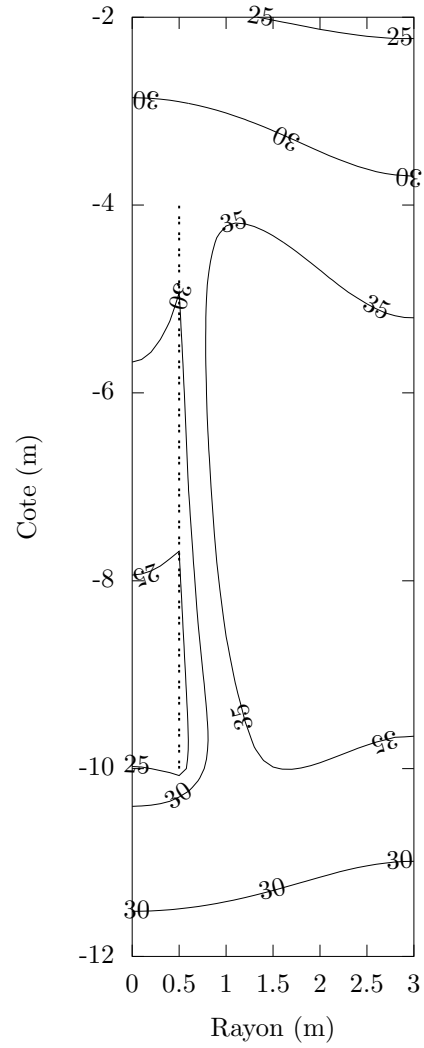


FIGURE 3.22 – Températures du sous-sol pour le cas 2, modèle en cylindre creux (gauche : jour 150 ; droite : jour 165)

## 3.4 Comparaison expérimentale

### 3.4.1 Choix des paramètres thermiques

Dans cette partie, nous supposons que les paramètres thermiques du sous-sol sont les suivants :

$$\begin{aligned}\lambda_s &= 2,6 \text{ W/(m.K)} \\ (\rho c_p)_s &= 2,3 \cdot 10^6 \text{ J/(m}^3\text{K)} \\ \kappa &= 0,4\end{aligned}$$

Ainsi, nous sommes en cohérence avec la diffusivité estimée en partie 2.1.7. La conductivité thermique est plus élevée que les valeurs classiques (cf. par exemple VDI 4640 [28]) mais reste acceptable pour certains terrains : une valeur  $\lambda = 2,6 \text{ W/(m.K)}$  sert de référence pour le sous-sol de Berthoud, dans le canton de Berne (Arthur Huber et Daniel Pahud, [51]). La teneur volumique en eau semble également un peu élevée. Toutefois, une telle valeur est proche de la teneur en eau à saturation de plusieurs types de sol, à l'exception notable du grès (Martinus Theodorus van Genuchten [52], Henk Wösten *et al.* [53]). La proximité de la Leyse rend ces hypothèses plausibles, sans qu'elles soient pour autant certaines (il n'y a pas eu de mesures sur site).

Ces valeurs ont avant tout été choisies pour leur cohérence avec les résultats numériques observés. Toute imprécision sur les mesures, en particulier sur la puissance géothermique (obtenue à partir d'une mesure de débit et d'une différence de températures, en supposant une capacité calorifique volumique constante), est susceptible de s'être répercutée dans le choix de ces valeurs.

### 3.4.2 Evolution des températures, avant et après gel du sous-sol

Fin juin 2012, une expérience a été réalisée, visant à faire geler le sous-sol grâce à un fonctionnement en continu de la pompe à chaleur. Cette expérience a servi à faire des comparaisons avec le modèle en cylindre creux. Le fonctionnement réel de la pompe à chaleur a servi de donnée d'entrée au modèle, afin que la puissance soutirée soit la même. La puissance géothermique étant calculée à partir de l'écart de température entrée/sortie et du débit, ces deux informations ont été données au modèle. Deux corbeilles étaient en fonctionnement (C1 et C3) : nous nous sommes concentrés sur C1, et avons supposé que les réseaux étaient parfaitement équilibrés (le débit au sein de C1 est donc défini comme la moitié du débit mesuré à hauteur de la pompe à chaleur).

La comparaison se fait avant tout au niveau des températures de l'eau glycolée. Comme l'écart de température entre entrée et sortie est le même entre l'expérience et le modèle, par définition des données d'entrée, nous ne représentons que la température de retour. La corbeille étant légèrement conique, nous choisissons de représenter les températures du sous-sol à 2,5 m de profondeur, puisqu'il s'agit de la cote de mesure à laquelle le diamètre de la corbeille est le plus proche de son diamètre moyen. Ces valeurs sont relevées sur l'axe de la corbeille (A1<sub>2,5</sub>) et à un mètre de cet axe (O1<sub>2,5</sub>). Les trois courbes expérimentales et les trois courbes simulées apparaissent sur la figure 3.23.

Le modèle est plutôt en adéquation avec les résultats expérimentaux. Cependant, il faut faire plusieurs observations :

1. A partir du moment où la température du fluide caloporteur atteint des valeurs négatives, on commence à observer un écart, restreint mais significatif, entre la simulation et l'expérience.
2. La simulation prévoit un temps de gel sur l'axe supérieur à l'expérience. La température chute ensuite très vite ; toutefois, lorsque l'on compare expérimentation et simulation, on observe à peu près les mêmes écarts de température entre A1<sub>2,5</sub> et le retour glycol.
3. Avant même l'apparition du gel, les températures simulées en O1<sub>2,5</sub> chutent moins vite que lors de l'expérience.

Plusieurs explications peuvent être avancées pour justifier ces différences :

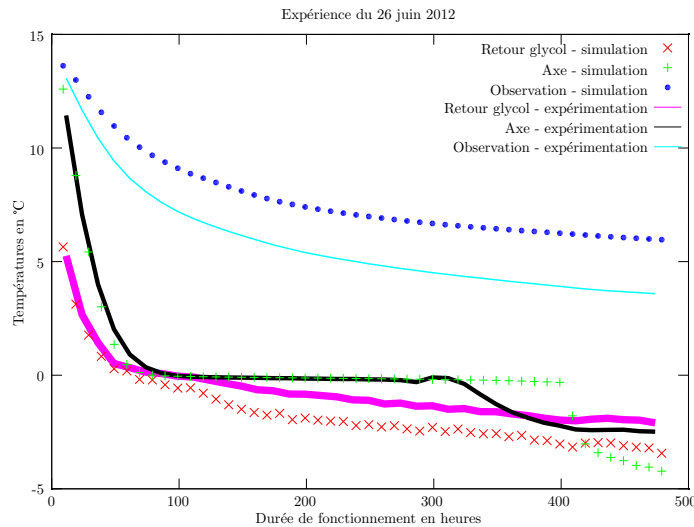


FIGURE 3.23 – Comparaison entre simulation et expérimentation

- un mauvais choix des paramètres thermiques du sol, bien qu’il semble peu probable que la diffusivité soit encore plus élevée ;
- de mauvaises convergences numériques : bien que les mailles aient été restreintes (au plus 5 cm) et les pas de temps faibles (1 minute au plus), l’augmentation soudaine de la capacité calorifique traduisant le dégagement de chaleur latente reste difficile à prendre en compte ;
- un transport advectif ou convectif dans le sous-sol, non modélisé, qui serait lié soit à la circulation de la Leysse (O1 est en aval de C1), soit à un phénomène engendré par les différences locales de températures de l’eau souterraine ;
- une perturbation thermique liée à la présence des jonctions aux collecteurs, qui passent près du profil à une profondeur comprise entre 1 m et 1,5 m sous la surface.

Pour des raisons de puissance informatique, il n’a pas été possible de diminuer encore davantage les mailles et les pas de temps. Par ailleurs, le modèle de gel de l’eau a également été étudié indépendamment, dans un cas simple (eau pure seule, en une dimension, conditions de flux constant). Les simulations avec des pas de temps et un maillage suffisamment lâches tendent à ne pas être conservatives au niveau de l’énergie thermique, c’est-à-dire que l’énergie thermique soutirée à l’eau est différente du flux sortant (intégré sur la durée de l’expérience). Ces essais étant réalisés avec de l’eau initialement liquide, gelant avec le temps, on constate que l’intégrale temporelle du flux sortant (énergie thermique sortant du système) est généralement inférieure au déficit d’énergie thermique dans l’eau. Tout se passe donc comme si la chaleur latente était moins élevée que prévu. Même sur un modèle aussi simple, il est difficile d’être assuré de la convergence de la solution. Ceci pousse à admettre que la convergence sur le modèle complet géothermique est difficile à atteindre.

Il est également intéressant de remarquer sur la courbe expérimentale de A1 un phénomène physique reproductible sur plusieurs expériences : la surfusion d’une partie de l’eau souterraine, qui se traduit par une chute de température sous 0°C (un peu avant 300 heures de fonctionnement sur la figure 3.23), avant une remontée soudaine à cette température. La présence de la réserve PVC, autour des Pt100, entraîne l’impossibilité de conclure sur l’aspect local (dans cette seule réserve) ou général (dans tout le sous-sol) de ce phénomène.

### 3.5 Influence de divers paramètres

Beaucoup de paramètres peuvent varier entre les diverses installations. Dans cette partie, nous mettons en avant le rôle de certains de ces paramètres, à partir des besoins énergétiques d'une maison de 120 m<sup>2</sup> répondant aux exigences de la RT2005 et située dans les environs de Chambéry. Les valeurs numériques ont été établies par le CEA/INES pour une année type et sont représentées en figure 3.7 (en p.68). Les besoins annuels sont d'environ 5 950 kWh en chaud et 1 550 kWh en froid. La puissance maximale requise, moyennée sur une journée, vaut près de 3 200 W.

Si l'on raisonne en énergie, les besoins annuels en chaud sont approximativement trois fois plus élevés que pour la maison BBC. La puissance maximale requise est près de 2,4 fois plus élevée. Pour que les températures du fluide caloporteurs soient « comparables » pendant la saison froide, il est logique d'utiliser de 7 à 9 échangeurs. Toutefois, si l'on se fie à la « règle du pouce » dans un sous-sol « ni sec, ni saturé » (1 corbeille pour 1 kW), on peut s'attendre à ce que l'installation ne soit dimensionnée qu'avec 4 à 5 échangeurs. En effet, 5 950 kWh en chaud ramenés à 1 800 heures de fonctionnement correspondent à une puissance moyenne de 3,3 kW. Une pompe à chaleur de 4 kW permet donc de faire face à la puissance maximale requise tout en fonctionnant moins de 1 800 heures (sur une année type). Une telle pompe à chaleur semblerait légèrement surdimensionnée.

Nous commençons par faire un compromis entre ces deux solutions en utilisant 6 échangeurs. Cette fois encore, la puissance requise par le bâtiment, moyennée sur une journée, est extraite du sous-sol (afin que les résultats ne soient pas dépendants du choix de la pompe à chaleur); et le sous-sol a d'abord les mêmes propriétés que lors des simulations effectuées sur la maison BBC, en partie 3.2.3. La simulation commence au début de la saison froide *relative à ce bâtiment*, c'est-à-dire trois mois avant le Nouvel An (et non plus deux). L'évolution de la température de retour du fluide caloporteur est présentée en figure 3.24, en supposant systématiquement que le débit à la pompe à chaleur est de 12 L/min ( $q_v = 0,210^{-3}$  m<sup>3</sup>/s). Ce débit est faible par rapport au nombre d'échangeurs considérés, mais réaliste pour une pompe à chaleur de 4 kW (l'écart de température entre le retour de l'eau glycolée et sa réinjection étant un peu inférieur à 5°C).

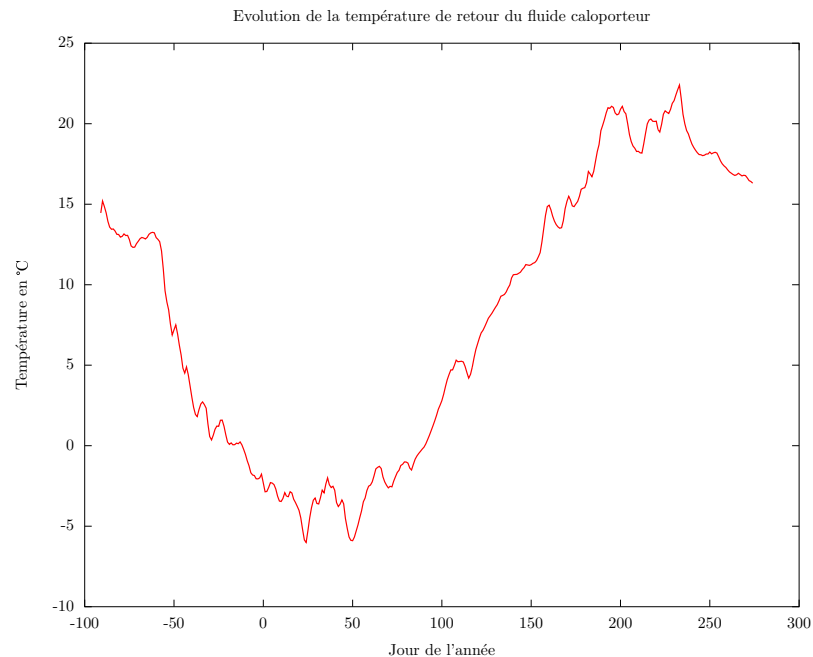


FIGURE 3.24 – Evolution de la température retour avec 6 échangeurs, en terrain classique

Sur la figure 3.24, on constate que les températures minimales sont atteintes au jour 24, c'est-

à-dire le même jour que pour la maison BBC (cf. partie 3.2.3). Cette température minimale vaut environ  $-6^{\circ}\text{C}$  — le même modèle donnait une température un peu supérieure à  $-4^{\circ}\text{C}$  dans le cas de la maison BBC avec 3 échangeurs. La température de retour est négative de mi-décembre jusqu'à fin mars, ce qui exclut de nouveau l'emploi d'eau claire dans le cas étudié.

Dans toute la suite de la partie 3.5, la figure 3.24 sera reproduite pour servir de référence.

### 3.5.1 Déséquilibre entre les besoins en chaud et en froid

La figure 3.25 reproduit les mêmes conditions, sinon que la pompe à chaleur ne fonctionne pas pour le rafraîchissement (le circulateur étant également éteint à ce moment).

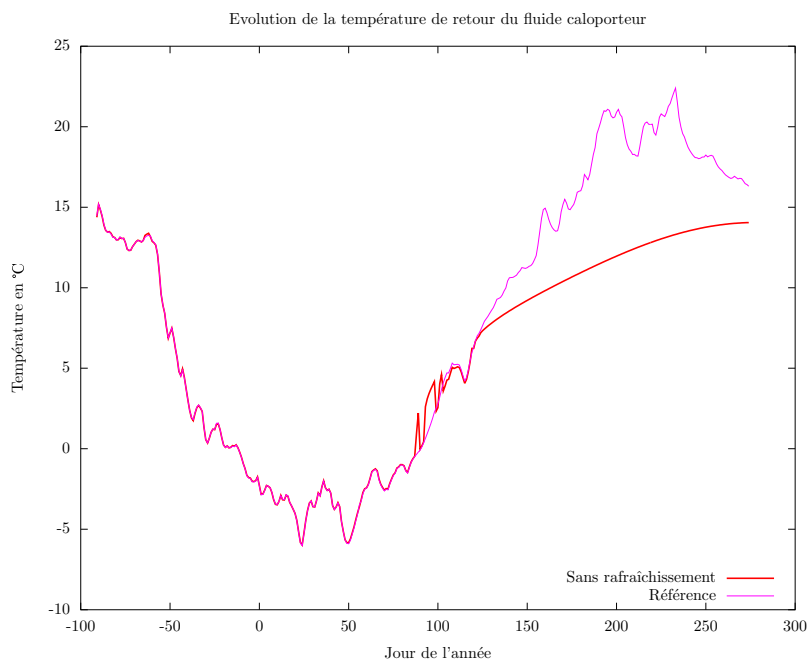


FIGURE 3.25 – Evolution de la température retour « chauffage seul » avec 6 échangeurs, en terrain classique

Deux phénomènes apparaissent sur la figure 3.25. Le premier apparaît peu avant le jour 100, et est d'ordre numérique. Une configuration spécifique apparaît : pendant quelques jours, il n'y a plus de besoins de chauffage ; et ceci correspond à une période au cours de laquelle les températures sont voisines de  $0^{\circ}\text{C}$ , c'est-à-dire au cours du changement de phase de l'eau souterraine. Le comportement observé, c'est-à-dire l'augmentation de la température retour par rapport au cas de référence, n'est pas physique. Il indique une grande sensibilité du modèle à cet endroit. Le lissage de la courbe de puissance, à ces dates où les besoins tournent autour de 0 W, peut également jouer un rôle dans le comportement simulé.

Le deuxième phénomène, physique, a déjà été constaté : la recharge thermique est bonne, malgré le fort déséquilibre entre énergie prélevée et énergie injectée. Malgré l'existence d'un déficit de température dans le sous-sol, qui se déplace vers le bas et dont l'ampleur atteint environ  $1^{\circ}\text{C}$  dans la durée, les températures du fluide caloporteur restent stables d'une année sur l'autre.

### 3.5.2 Influence du pas

En partie 1.4.2, nous avons mentionné que le pas ne jouait qu'un rôle minime. La figure 3.26 présente le résultat attendu pour un pas de 0,2 m, la référence étant un pas de 0,08 m.

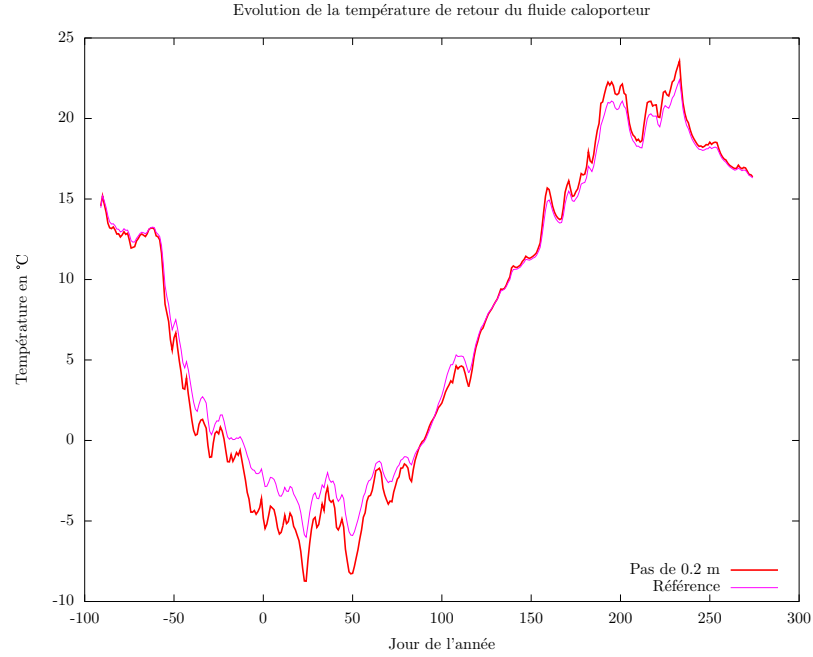


FIGURE 3.26 – Evolution de la température retour avec 6 échangeurs, en terrain classique, avec un pas de 0,2 m

Le résultat n'est pas celui attendu : au jour le plus froid, la différence de température avec le cas de référence est d'environ 2,7°C.

Ceci peut s'expliquer par la différence de longueur hélicoïdale de la corbeille (cf. équations 1.2, 1.3, et 1.4) : la résistance thermique totale entre le fluide caloporteur et le sous-sol passe de  $2,6 \cdot 10^{-3}$  K/W à  $6,5 \cdot 10^{-3}$  K/W. Autour du jour considéré, chacune des six corbeilles extrait une puissance d'environ 500 W. L'effet résistif passe donc de 1,3°C à 3,3°C : plus des deux tiers de l'écart s'expliquent ainsi par la seule différence de résistance thermique. Les températures du sous-sol sont ainsi beaucoup moins sensibles au choix du pas de l'hélice que les températures du fluide caloporteur.

Le tiers restant est plus difficile à expliquer. Une partie est vraisemblablement liée aux arrondis de calcul. Dans le cas du modèle en anneaux superposés, on aurait pu invoquer une différence de répartition des températures dans le sous-sol par rapport au cas de référence : le sous-sol aurait été plus froid au voisinage des spires et plus chaud à mi-distance entre les spires. Avec l'utilisation du modèle en cylindre creux, cette explication n'est plus valable, et nous n'avons pas d'explication satisfaisante pour expliquer l'origine du phénomène.

### 3.5.3 Influence de la hauteur $H$ et du rayon $R$

Afin de ne pas faire apparaître de différences de résistances thermiques dans l'étude de la hauteur et du rayon des corbeilles, nous faisons le choix de diminuer le nombre d'échangeurs de 6 à 5. Ceci a pour effet de multiplier par 1,2 la puissance requise par échangeur. Dans un premier temps, la hauteur de chaque échangeur est multipliée par 1,2 ; dans un second temps, la hauteur est de nouveau celle de référence ( $H = 2,4$  m), et c'est le rayon qui est multiplié par 1,2. Dans le premier cas, la longueur hélicoïdale est multipliée par 1,2 (cf. équation 1.2) ; et ceci reste approximativement vrai dans le second cas également. La différence de température entre le fluide caloporteur et le sous-sol au contact de l'échangeur, estimée comme étant le produit de la puissance appelée par la résistance thermique, est alors à peu près conservée.



La figure 3.27 présente l'évolution des températures de retour du fluide caloporteur dans les différents cas.

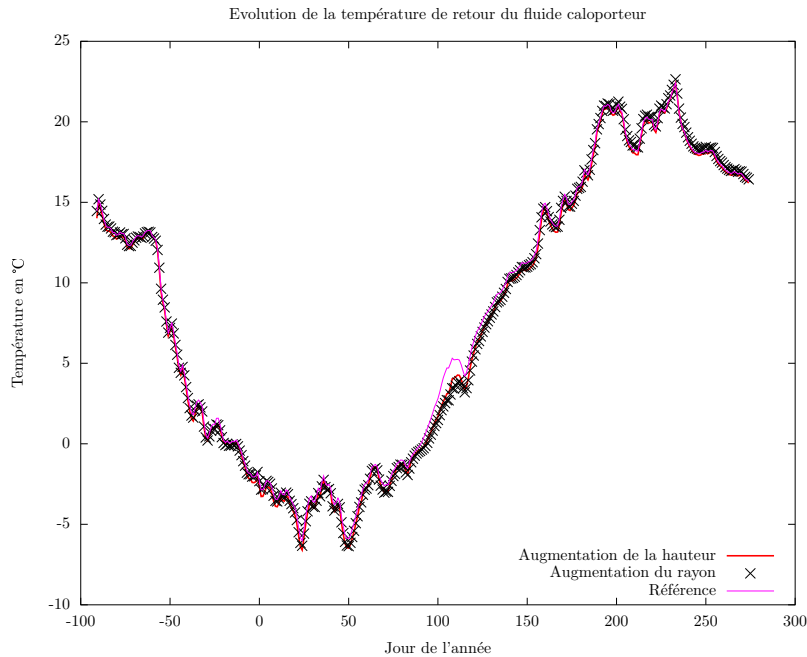


FIGURE 3.27 – Evolution de la température retour avec 5 échangeurs, en terrain classique, avec augmentation de la hauteur ou du rayon de l'échangeur

On peut constater qu'il n'y a pas de différence significative entre ces trois configurations. Augmentation le rayon de la corbeille a toutefois un inconvénient majeur par rapport à augmenter sa hauteur : il faut déblayer davantage de terre à l'installation.

### 3.5.4 Influence du débit

Il a été mentionné lors de la présentation du cas de référence que le débit était faible par rapport au nombre d'échangeurs considéré. La figure 3.28 représente les températures attendues lorsque le débit est doublé. Ceci correspond également à une utilisation réaliste de l'installation ; cette fois, l'écart de température entre le retour du fluide caloporteur et sa réinjection est seulement de 2,5°C.

Au plus fort de la saison de chauffe, les températures retour sont plus froides que dans le cas de référence. Ceci s'explique par le fait que cette température de retour a une valeur plus proche de la température de réinjection. Une explication similaire explique le comportement observé au cœur de la saison de rafraîchissement, phénomène moins visible sur la figure 3.28. On peut en fait considérer que c'est la moyenne entre la température de retour et la température de réinjection qui est conservée. Ceci sera explicité plus en détail dans le chapitre 4.

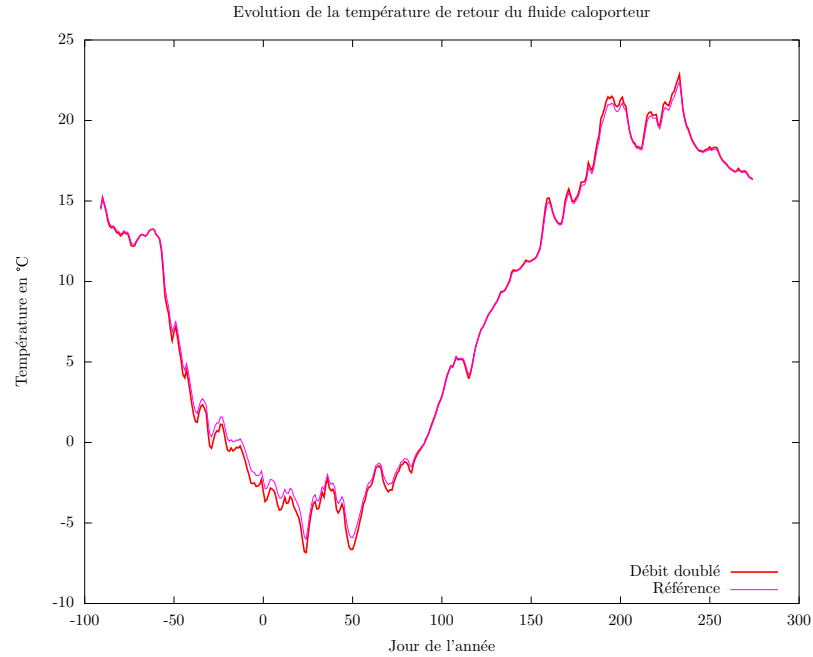


FIGURE 3.28 – Evolution de la température retour avec 6 échangeurs, en terrain classique, avec un débit de 4 L/min par échangeur

### 3.5.5 Influence de l'entr'axe

Le cas de référence représenté en figure 3.24 suppose que les échangeurs n'interagissent pas entre eux. Dans une configuration où une corbeille se situerait au centre de cinq autres, réparties en un pentagone régulier, deux phénomènes sont à prévoir :

- la corbeille centrale n'aura pas le même fonctionnement que les corbeilles périphériques ;
- les températures obtenues pour le fluide caloporteur dépendront de la distance qui sépare les corbeilles.

La figure 3.29 présente les températures de retour (mélange collecteur, corbeille extérieure, corbeille au centre) lorsque l'arête du pentagone mesure six mètres. Ceci correspond à un entr'axe d'environ 5,1 m avec la corbeille centrale. Les différences avec le cas de référence ne sont pas vraiment significatives, d'autant que les simulations ont été effectuées sur deux modèles différents (modèles qui prouvent ainsi leur cohérence).

Si l'arête du pentagone est diminuée à trois mètres, ce qui représente un entr'axe d'un peu moins de 2,6 m entre la corbeille centrale et les corbeilles périphériques, le comportement est très différent. Celui-ci apparaît sur la figure 3.30.

Dans ce second cas, les échangeurs se perturbent mutuellement, et les températures du fluide caloporteur sont d'autant plus éloignées du cas de référence. La plupart du temps, il est toutefois difficile de remarquer la différence de comportement thermique entre une corbeille placée en périphérie et la corbeille placée au centre. Ceci est lié au fait que le fluide caloporteur est injecté à la même température dans toutes les corbeilles. Cependant, au jour 23, la puissance fournie par la corbeille au centre chute à environ 90% de la valeur de la puissance fournie par une corbeille extérieure, signe de l'importance de la décharge thermique au centre du champ.

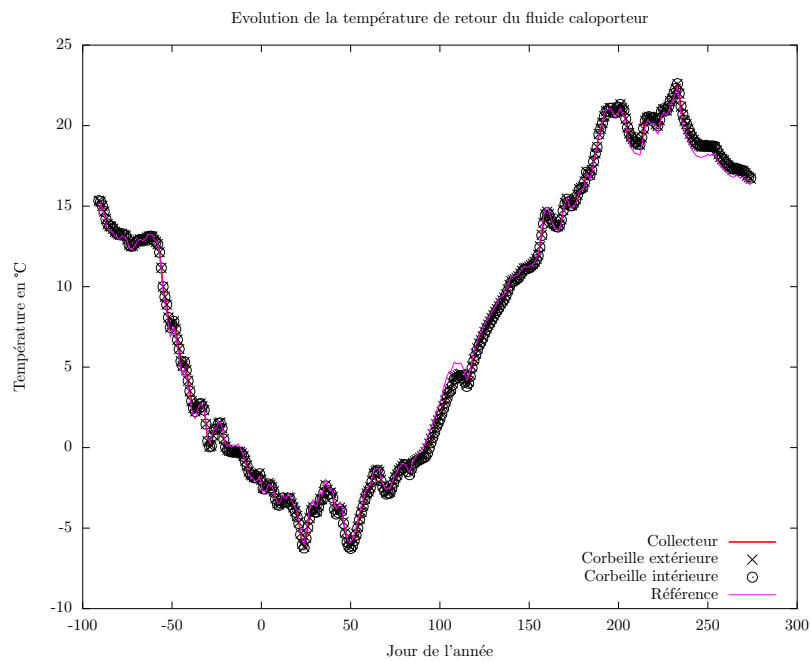


FIGURE 3.29 – Evolution de la température retour avec 6 échangeurs, en terrain classique, en champ de corbeilles (arête du pentagone : 6 m)

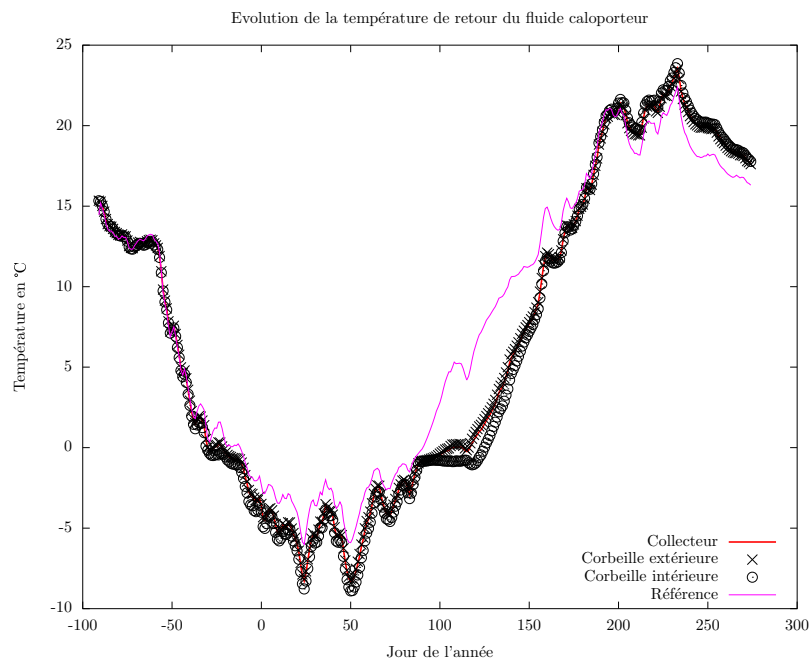


FIGURE 3.30 – Evolution de la température retour avec 6 échangeurs, en terrain classique, en champ de corbeilles (arête du pentagone : 3 m)

### 3.5.6 Influence de la teneur en eau du sous-sol

Pour étudier l'effet de la teneur volumique en eau  $\kappa$  du sous-sol, nous proposons d'étudier trois cas différents. A chaque fois, le sous-sol aura les mêmes propriétés thermiques lorsque les températures seront positives. Dans le cas de référence, nous avons fixé  $\kappa = 0,2$ . Nous comparons avec le cas où le sous-sol ne contient pas d'eau ( $\kappa = 0$ ) et avec le cas où la teneur volumique en eau vaut  $\kappa = 0,5$ . Les résultats apparaissent sur la figure 3.31.

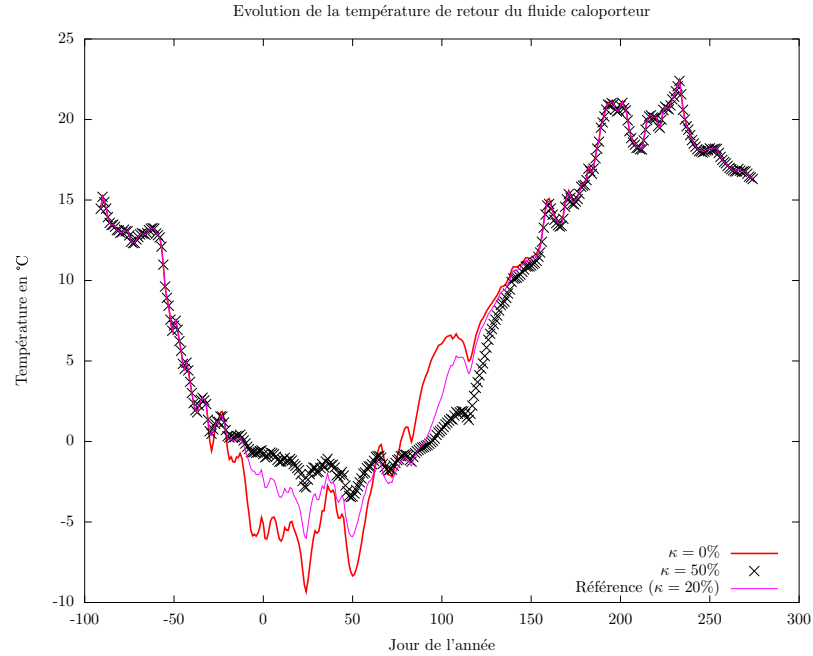


FIGURE 3.31 – Evolution de la température retour selon la teneur en eau, en terrain classique

Dans une première phase – tant que les températures sont positives –, le comportement est le même quel que soit le type de terrain. Comme rien ne différencie encore les trois configurations, ceci est tout à fait attendu.

Les différences apparaissent lorsque les températures deviennent négatives. Plus le terrain contient d'eau susceptible de geler, plus il y a de chaleur latente à récupérer, et moins les températures vont chuter. De plus, lorsque la glace se sera formée, la résistance thermique du sous-sol va diminuer, de sorte que la chaleur pourra être puisée plus loin, notamment sous forme de chaleur latente aux limites du bloc glacé qui se forme : ceci explique que les températures continuent de chuter moins vite une fois que l'eau souterraine a gelé près de l'échangeur.

On constate également que les températures remontent d'autant plus vite que la teneur en eau est faible. Ceci peut être lié au fait qu'il faut renouveler le stock de chaleur latente dans le sous-sol.

Dans un dernier temps, pendant la saison chaude, les températures sont de nouveau égales quel que soit le type de terrain.

### 3.5.7 Influence du nombre d'échangeurs

La simulation représentée en figure 3.32 a été réalisée en faisant le choix de n'implanter que cinq échangeurs au lieu de six. Ainsi, chaque corbeille échange 1,2 fois plus de puissance thermique avec le sol. Cette fois, la différence de température entre le fluide caloporteur et le sous-sol au contact de l'échangeur est également multipliée par 1,2.

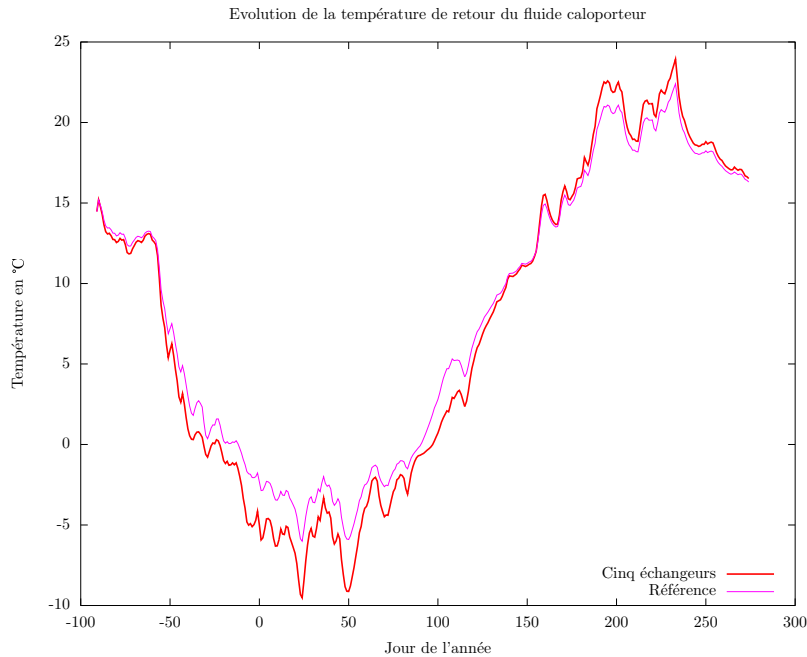


FIGURE 3.32 – Evolution de la température retour avec 5 échangeurs, en terrain classique

Les températures sont plus froides en hiver et plus élevées en été, ce qui était attendu : non seulement il faut solliciter davantage le sol environnant (puisque chaque corbeille échange davantage de puissance), mais en plus la résistance thermique totale est plus élevée.

### 3.5.8 Influence du type de terrain

Le terrain environnant joue évidemment un rôle majeur, difficile à décrire intuitivement. Par exemple, si on augmente la conductivité thermique, on peut s'attendre à ce que la chaleur soit échangée sur une plus grande distance, et perturbe moins le sol à proximité de l'échangeur. Pendant la saison de chauffe, le déficit de température serait alors moindre. Toutefois, aux profondeurs considérées, le sous-sol devrait également être naturellement plus froid au cours de cette même saison.

C'est pourquoi il est difficile de ne considérer qu'une variable. En fait, l'hypothèse « toutes choses égales par ailleurs » ne peut se vérifier : il est impossible de modifier la conductivité thermique (par exemple) en conservant à la fois la capacité calorifique, la diffusivité thermique, et l'effusivité. De surcroît, les résultats dépendront également vraisemblablement de la profondeur d'implantation de l'échangeur. Mais est-ce alors celle qui correspond au sommet de l'échangeur, au bas de l'échangeur, à une moyenne des deux, ... ?

La figure 3.33 présente les résultats de simulation en augmentant la valeur de conductivité thermique à  $2,4 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , et en laissant la capacité calorifique et la teneur en eau inchangées. Ceci pourrait correspondre à un terrain de type « sable humide », d'après les valeurs fournies par la VDI 4640 ([28]).

Sur la figure 3.33, on peut constater que l'effet principal est celui lié à la diminution des perturbations thermiques. Les températures utilisées dans ce cas précis sont systématiquement plus stables que les températures employées dans le cas de référence.

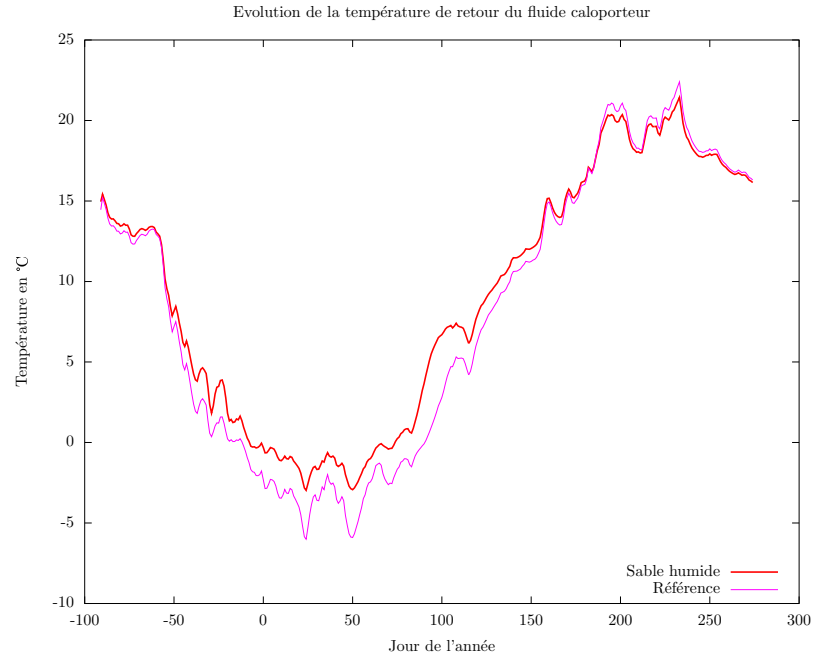


FIGURE 3.33 – Evolution de la température retour avec 6 échangeurs dans du sable humide

Les comparaisons effectuées dans la partie 3.5 permettent de tirer plusieurs conclusions. La première concerne le bon retour à l'équilibre thermique du sous-sol, permettant une bonne reproductibilité des températures du fluide caloporteur d'une année sur l'autre. Un déficit thermique, restreint mais mesurable, apparaît cependant dans le sous-sol et part vers les profondeurs. Les modèles utilisés ne permettent pas d'étudier son devenir, puisque l'hypothèse de non perturbation des températures en  $z = z_\infty$  finit toujours par être invalidée, à des temps plus ou moins élevés.

Une deuxième conclusion est l'importance de connaître la résistance thermique entre le fluide caloporteur et le sous-sol. Même si on ne tient compte que de la résistance liée à l'écoulement laminaire, l'effet thermique est important avec les géométries employées et ne doit pas être négligé. Si la variation du pas n'a probablement que peu de conséquences sur les températures du sous-sol, l'influence en terme de longueur totale d'échangeur – et donc de résistance thermique – est conséquente.

Comme il était possible de s'y attendre, la hauteur  $H$  de la corbeille et son rayon  $R$  jouent un rôle dans les températures de fluide caloporteur (cf. partie 3.5.3). Plus ces valeurs sont élevées, plus la température du fluide caloporteur est stable. Il est remarquable qu'une augmentation dans les mêmes proportions de  $H$  et de  $R$  se traduisent par des effets similaires sur les températures du fluide caloporteur.

De surcroît, le débit de fluide caloporteur joue également un rôle. Plus le débit est élevé et plus les températures se resserrent autour d'une température moyenne. Pendant la saison de chauffe, un débit élevé aura pour conséquence une température de retour plus basse, et *a contrario* une température de réinjection plus élevée.

Les autres conclusions étaient attendues : les températures du fluide caloporteur sont d'autant plus stables que

- les entr'axes sont grands ;
- la teneur en eau du sous-sol (susceptible de geler) est élevée ;
- les échangeurs sont nombreux ;
- la conductivité thermique du terrain est élevée.

Afin de pouvoir proposer des dimensionnements ou d'améliorer les performances des échangeurs, il semble intéressant de pouvoir quantifier l'impact de ces paramètres sur le champ de températures. Une expression mathématique de ces températures permettrait d'observer de plus près le rôle des différentes grandeurs qui interviennent. L'importance des différents paramètres serait alors mise en valeur, et il serait possible de déterminer leur rôle ainsi que l'effet des incertitudes sur les valeurs numériques exactes. De surcroît, une formule mathématique est plus aisée à utiliser qu'un modèle par éléments finis pour créer des outils logiciels. C'est ce à quoi nous nous proposons d'aboutir dans le chapitre 4, en supposant toutefois que l'eau ne peut pas geler ( $\kappa = 0$ ).

## Chapitre 4

# Modélisation et simulation analytique

Dans le chapitre 3, des modèles de corbeilles géothermiques ont été développés ; ces modèles ont conduit à des simulations de fonctionnement par éléments finis. Cependant, beaucoup de paramètres interviennent et sont susceptibles de modifier de manière conséquente les grandeurs observées. La partie 3.5 a permis de visualiser l'effet de certains de ces paramètres ; dans ce chapitre, nous cherchons à recenser l'ensemble des paramètres influents, et à préciser à quel niveau ceux-ci interviennent.

Les formulations mathématiques obtenues en partie 4.1 vont permettre de répondre à ces questions. L'adéquation des résultats avec les modèles par éléments finis est développée en partie 4.2. Cette théorie permet également de justifier certaines hypothèses d'utilisation des modèles : ceci fait l'objet de la partie 4.3. De plus, cette théorie aboutit aussi à une méthode expérimentale rappelant le « test de réponse thermique » des sondes verticales : cette méthode est explicitée en partie 4.4.

### 4.1 Théorie analytique

La théorie analytique est un développement du modèle 1D-axisymétrique présenté en section 3.1.4, à partir des hypothèses de « hauteur médiane ». Nous lui voyons deux intérêts :

1. Les équations analytiques permettent de mieux comprendre le rôle d'un paramètre en particulier. Ceci trouve son intérêt pour effectuer des comparaisons entre différentes configurations, ainsi que pour prendre en compte les imprécisions.
2. Il est possible d'obtenir des résultats sans avoir recours à des calculs par éléments finis, ce qui permet une utilisation sur des ordinateurs ne disposant pas de licence pour un tel logiciel de calculs. Nous verrons qu'il est même possible d'obtenir des résultats en faisant appel aux seules ressources du libre (cf. partie 5.3.3).

Toutefois, la modélisation requiert quelques simplifications supplémentaires. En particulier, il nous faut supposer que les paramètres thermiques sont constants dans l'espace comme dans le temps, ce qui rend impossible la prise en compte du gel du sous-sol ( $\kappa = 0$ ). Cet inconvénient est à pondérer par la difficulté qu'il y a à connaître *a priori* la teneur en eau d'un sous-sol, sans appliquer de méthodes géotechniques. Il faudra également connaître par avance la puissance géothermique à extraire, ce qui implique que les coefficients de performance doivent être choisis constants, indépendamment des températures observées.

Autant dire que ce modèle n'a pas la puissance d'un modèle par éléments finis, et que son usage ne sera pas le même. Pour des résultats précis (domaine de la recherche), il sera nécessaire d'utiliser l'un des modèles décrit en partie 3.1. Cependant, pour un pré-dimensionnement (application industrielle), le modèle analytique se propose comme une alternative plus légère, et tout à fait exploitable.



Nous verrons également en partie 4.4 que ce modèle permet de développer une théorie de mesure d'effusivité des sols, comparable au test de réponse thermique utilisé pour les sondes verticales (Signhild Gehlin, [54]). Il permet aussi de justifier des hypothèses de simulations prises en partie 3.2, et de corriger leurs effets si besoin est (cf. partie 4.3).

#### 4.1.1 Hypothèses de base

Nous reprenons les hypothèses qui ont servi à développer le modèle 1D-axisymétrique présenté en section 3.1.4. De surcroît, les paramètres thermiques du sous-sol sont supposés constants dans l'espace comme dans le temps. L'échangeur devient infiniment mince, de sorte que les appels de puissance se font en  $r = R$ . Tout se passe également comme si la résistance thermique entre le sous-sol et le fluide caloporteur était modélisée par un coefficient d'échange convectif, sans phénomène capacitif (inertie du tube) : c'est-à-dire que toutes les épaisseurs sont négligées.

Ainsi, nous allons chercher à résoudre l'équation de la chaleur dans un matériau unique, dont les propriétés sont celles du sous-sol. Une correction de la température en  $r = R$ , prenant en compte les résistances thermiques, permettra de remonter à la température médiane du fluide caloporteur. A partir de cette valeur, il sera possible de déduire les valeurs d'injection et de retour du fluide caloporteur, de la même manière que pour le modèle 1D-axisymétrique (cf. équations 3.10 et 3.11).

Nous nous intéressons dorénavant à la grandeur  $\theta(r, t)$ , représentant la variation de température du sous-sol liée à la présence de l'échangeur. La température médiane  $T_{med}(r, t)$  pourra être calculée à partir de la température médiane sans perturbation  $\tilde{T}_{med}(t)$  donnée par la formule 3.8 :

$$T_{med}(r, t) = \tilde{T}_{med}(t) - \theta(r, t) \quad (4.1)$$

Remarquons que l'écart de température  $\theta(r, t)$  est ainsi défini comme étant positif lorsque la température réelle est inférieure à celle sans perturbation, ce qui peut se produire par exemple lorsqu'une corbeille n'a servi qu'au chauffage des locaux ( $P(t) \geq 0$ ).

Pour faciliter les notations, nous supposons que  $P(t)$  est nulle pour  $t < 0$ .

#### 4.1.2 Champ de corbeilles et milieu fini

Dans un champ de corbeilles, chaque échangeur est perturbé par ses voisins. Une modélisation fine du comportement de chaque corbeille serait envisageable ; mais les calculs seraient particulièrement compliqués, pour un gain de précision limité.

Une question à laquelle nous souhaitons répondre est la suivante : dans un champ de corbeilles, quelle est la distance minimale à respecter entre deux échangeurs pour qu'ils ne se perturbent que « peu » thermiquement ?

La démarche proposée consiste à déterminer cette distance minimale « dans le pire des cas ». Pour ce faire, nous considérons des champs de corbeilles infinis (pas d'effets de bord). Ces champs sont de trois types :

- en ligne ;
- en carrés ;
- en hexagones.

Dans un champ, chaque corbeille est supposée être implantée à une même profondeur.

Nous pouvons alors nous ramener à l'étude d'une seule corbeille, en imposant des conditions de flux nul sur les lignes de symétrie. Afin de retrouver une symétrie cylindrique permettant l'obtention de solutions analytiques utilisables, nous allons même considérer que chaque corbeille ne fonctionne que dans un espace restreint. Pour faciliter l'étude analytique, il faut que celui-ci ait le même axe d'axisymétrie que la corbeille. Pour envisager le cas le plus défavorable, il nous faut considérer que cet espace reste inscrit dans le motif de symétrie du champ (cf. figures 4.1, 4.2, et 4.3).

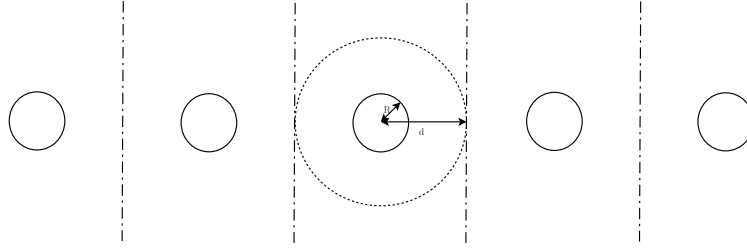


FIGURE 4.1 – Configuration en ligne

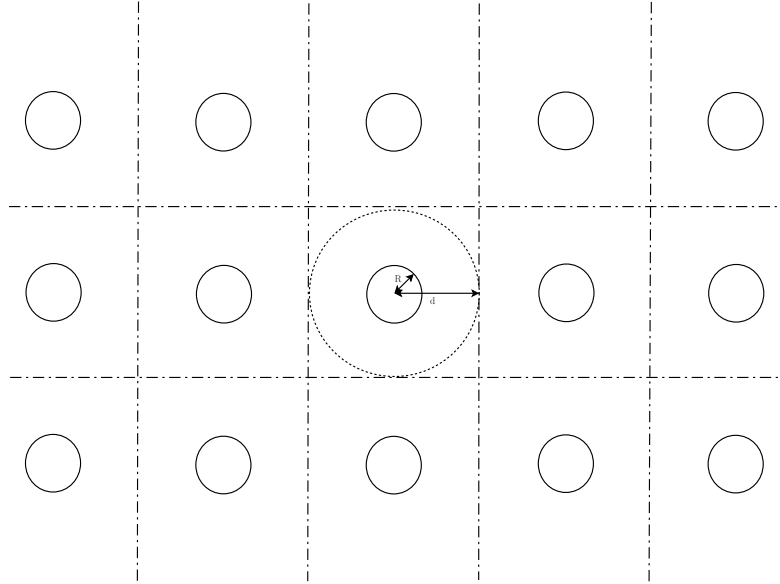


FIGURE 4.2 – Configuration en carrés

Les perturbations thermiques prédites par ce modèle seraient ainsi toujours supérieures aux réelles ; toutefois, les géométries en jeu impliquent que l'approximation est d'autant meilleure que l'échangeur se situe au centre du champ et que le nombre de ses voisins immédiats est élevé. Ainsi notre hypothèse sur la forme de l'espace avec lequel la corbeille échange est-elle particulièrement défavorable pour la configuration en ligne ; on peut toutefois constater qu'elle est raisonnable pour la configuration en carré, et même réaliste pour la configuration en hexagones.

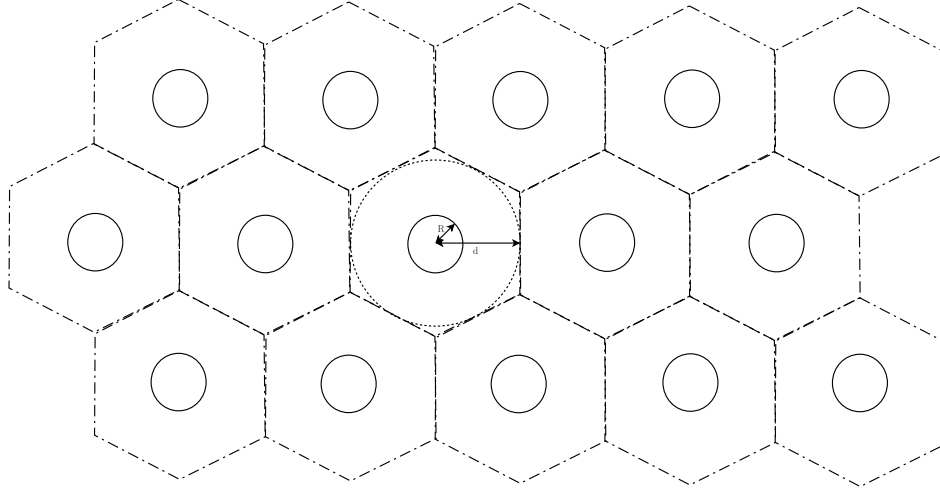


FIGURE 4.3 – Configuration en hexagones

### 4.1.3 Comportement des corbeilles

Si l'on considère le cas du cylindre infini, l'écart de température  $\theta(r, t)$  vérifie l'équation :

$$\frac{1}{a} \frac{\partial \theta(r, t)}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial \theta(r, t)}{\partial r} (r, t) + \frac{\partial^2 \theta(r, t)}{\partial r^2} (r, t)$$

En développant le modèle 1D-axisymétrique « à hauteur médiane » en partie 3.1.4, nous avons estimé la valeur du « flux de recharge thermique » venant modérer les températures à hauteur médiane, ces flux étant en provenance des couches supérieure et inférieure de l'échangeur. La formulation de ces flux est donnée par l'équation 3.12.

En reprenant les grandeurs  $d_+$  et  $d_-$  représentant les distances caractéristiques de recharge thermique par le haut (formule 3.13) et par le bas (formule 3.14), l'équation à résoudre sur l'ensemble du domaine est :

$$\frac{1}{a} \frac{\partial \theta(r, t)}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial \theta(r, t)}{\partial r} (r, t) + \frac{\partial^2 \theta(r, t)}{\partial r^2} (r, t) - \frac{1}{H} \left[ \frac{1}{d_+} + \frac{1}{d_-} \right] \theta(r, t) - \frac{1}{a} \frac{d_+ + d_-}{3H} \frac{\partial \theta}{\partial t} (r, t) \quad (4.2)$$

Initialement, l'écart de température  $\theta(r, t = 0)$  est nul en tout  $r$ . Un appel ponctuel de puissance devra être simulé en  $r = R$ . Une condition d'axisymétrie s'impose en  $r = 0$ ; et un flux nul se retrouve en  $r = r_\infty$  (notation de la partie 3.1.1, reprenant la distance radiale de sol modélisée). Contrairement à la modélisation en éléments finis, la formulation analytique permet de supposer que cette distance est véritablement infinie.

#### Milieu infini sans recharge verticale

Comment modéliser un appel de puissance instantané? Horatio Scott Carslaw et John Conrad Jaeger ([19]) indiquent que, dans un milieu infini de température initiale homogène, l'écart de température induit par une source cylindrique libérant une quantité de chaleur par unité de longueur  $\rho c_p Q$  à l'instant  $t = 0$  vaut :

$$\frac{Q}{4\pi a t} e^{-\frac{r^2 + R^2}{4at}} I_0\left(\frac{rR}{2at}\right) \quad (4.3)$$

où  $\rho c_p$  est la capacité calorifique volumique du milieu et  $a$  sa diffusivité,  $I_0$  étant la fonction de Bessel modifiée d'ordre 0 (de première espèce).

En sommant ce qui se passe à chaque instant, la variation de température liée à l'appel d'une puissance  $P(t)$  (par corbeille) à partir de  $t = 0$  vaut

$$\theta_0(r, t) = \frac{1}{4\pi H\lambda} \int_0^t P(t - \tau) \frac{e^{-\frac{r^2 + R^2}{4a\tau}}}{\tau} I_0\left(\frac{rR}{2a\tau}\right) d\tau \quad (4.4)$$

en écrivant la quantité de chaleur par unité de longueur  $\rho c_p Q = P(t - \tau) d\tau$ .

Il ne nous reste plus qu'à tenir compte de la recharge thermique par le haut et le bas, puis à considérer le cas où  $r_\infty$  prend une valeur finie.

### Solution dans un milieu infini

La solution que nous recherchons pour résoudre l'équation aux dérivées partielles 4.2 s'obtient relativement aisément, à partir de la forme trouvée dans l'équation 4.4. Posons :

$$f(r, t) = \frac{1}{4\pi H\lambda} \frac{e^{-\frac{r^2 + R^2}{4at}}}{t} \frac{3H + d_+ + d_-}{3H} I_0\left(\frac{rR}{2at} \frac{3H + d_+ + d_-}{3H}\right) e^{-\frac{\frac{3}{d_+} + \frac{3}{d_-}}{3H + d_+ + d_-} at} \quad (4.5)$$

La solution recherchée est alors

$$\theta(r, t) = \int_0^t P(t - \tau) f(r, \tau) d\tau \quad (4.6)$$

Les calculs menant à cette formulation ne présentent pas beaucoup d'intérêt, et n'ont pas été reproduits pour éviter d'alourdir ce manuscrit. On pourra toutefois vérifier que la fonction  $\theta(r, t)$  de la formule 4.6 est bien solution de l'équation aux dérivées partielles 4.2 pour une extraction de puissance  $P(t)$  en  $r = R$ .

La formulation présentée en équation 4.6 est un produit de convolution, si l'on fixe des valeurs nulles aux fonctions  $P(t)$  et  $f(r, t)$  pour les temps négatifs. Plus généralement, pour le calcul des écarts de température en milieu infini, sur des années type, on notera :

$$\theta(r, t) = P(t) * f(r, t) \quad (4.7)$$

### Milieu fini sans recharge verticale

Notons  $J_i$  la fonction de Bessel modifiée d'ordre  $i$ , de deuxième espèce. Horatio Scott Carslaw et John Conrad Jaeger ([19]) indiquent l'évolution de la température  $\theta(r, t)$ , au sein d'un cylindre de température initiale  $\psi(r)$  calorifugé en  $r = d$  :

$$\theta(r, t) = \frac{2}{d^2} \int_0^d u \psi(u) du + \frac{2}{d^2} \sum_{n=1}^{\infty} \exp\left(-\alpha_n^2 \frac{at}{d^2}\right) \frac{J_0(\alpha_n \frac{r}{d})}{J_0^2(\alpha_n)} \int_0^d u \psi(u) J_0(u \frac{\alpha_n}{d}) du \quad (4.8)$$

où les  $\alpha_n$  sont les racines de  $J_1(x)$ .

Nous cherchons à déterminer la loi d'évolution de l'écart de température lorsque :

- cet écart de température est initialement nul en tout point (sauf éventuellement en  $r = R$ ) ;
- une énergie linéique  $\frac{P}{H} d\tau$  est libérée instantanément en  $t = 0$ .

Physiquement, l'écart de température sera le même en tout point pour des temps infinis. En raisonnant sur la conservation de l'énergie thermique, on obtient l'égalité

$$\int_0^d u \psi(u) du = \frac{P d\tau}{H 2\pi \rho c_p}$$

On obtient la fonction  $\psi(r)$  recherchée grâce aux conditions initiales, en notant  $\delta_R(r)$  la fonction de Dirac nulle partout, sauf en  $r = R$  :

$$\psi(r) = \frac{Pd\tau}{2\pi RH\rho c_p} \delta_R(r)$$

Au final, l'impact en température de la charge libérée à  $t = 0$  vaut

$$\theta(r, t) = \frac{Pd\tau}{\pi d^2 H \rho c_p} \left[ 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \exp\left(-\alpha_n^2 \frac{at}{d^2}\right) \frac{J_0(\alpha_n \frac{r}{d}) J_0(\alpha_n \frac{R}{d})}{J_0^2(\alpha_n)} \right]$$

### Solution dans un champ de corbeilles

Posons  $d = r_{\infty}$ . Définissons la fonction  $g$  par

$$g(r, \tau) = \frac{3H}{3H + d_+ + d_-} \frac{1}{\pi r_{\infty}^2 H \rho c_p} \left[ 1 + \sum_{n=1}^{\infty} \exp\left(-\alpha_n^2 \frac{3H}{3H + d_+ + d_-} \frac{a\tau}{r_{\infty}^2}\right) \times \frac{J_0(\alpha_n \frac{r}{r_{\infty}}) J_0(\alpha_n \frac{R}{r_{\infty}})}{J_0^2(\alpha_n)} \right] \exp\left(-\frac{\frac{3}{d_+} + \frac{3}{d_-}}{3H + d_+ + d_-} a\tau\right) \quad (4.9)$$

La solution recherchée est alors

$$\theta(r, t) = \int_0^t P(t - \tau) g(r, \tau) d\tau \quad (4.10)$$

Il ne semble pas particulièrement intéressant de s'apesantir sur ces équations, bien que l'intégrale puisse être calculée sans faire intervenir de nouvelle fonction lorsque  $P$  est constante. Il suffit de préciser que les premières racines  $\alpha_n$  sont celles qui ont le plus d'effet, et qu'il faudra utiliser d'autant plus de racines que  $r_{\infty}$  sera grand. Typiquement, on pourra utiliser de 10 à 20 racines avant d'arrêter la somme.

De plus, si  $r_{\infty} \gg R$  et que nous ne nous intéressons qu'aux températures de fluide caloporteur et/ou au sein de la corbeille, nous avons intérêt à utiliser la formule « en milieu infini ». Il en va de même pour des temps faibles.

La formulation de l'équation 4.10 est également un produit de convolution, si l'on fixe des valeurs nulles aux fonctions  $P(t)$  et  $g(r, t)$  pour les temps négatifs. Plus généralement, pour le calcul des écarts de température en milieu fini, sur des années type, on notera :

$$\theta(r, t) = P(t) * g(r, t) \quad (4.11)$$

#### 4.1.4 Comportement générique sur un an

Il peut être intéressant d'utiliser les résultats qui s'appuient sur les fonctions  $f$  (équation 4.5) et  $g$  (équation 4.9) pour déterminer les évolutions des températures médianes sur le long terme. La première chose à faire est de tenir compte d'une propriété physique : un appel de puissance limitée n'a plus d'impact visible après un temps suffisamment grand. Autrement dit, seules les puissances échangées peu de temps avant la date d'observation sont à prendre en compte.

Sauf cas très particuliers, l'étude des puissances échangées au cours de la dernière année est tout à fait suffisante pour connaître l'état thermique du terrain. Mathématiquement, ceci vient de la rapidité avec laquelle les fonctions  $f$  et  $g$  tendent vers 0 lorsqu'on considère des temps élevés.

Il serait généralement possible de restreindre cette durée ; nous faisons toutefois le choix de la garder, dans la mesure où nous aurons généralement affaire à des évolutions de puissances ayant une période d'une année.

Un corollaire est que la recharge thermique naturelle suffit à recharger entièrement le sous-sol sur un an. Une autre manière de formuler serait la suivante : on ne peut pas espérer faire du stockage thermique sur plus d'une année.

#### 4.1.5 Produit de convolution

Il est possible de tenir compte des propriétés physiques évoquées en partie 4.1.4 pour reprendre les produits de convolution des formules 4.6 et 4.10 donnant les écarts de températures. Dans le cas du milieu infini, en posant  $T_{an}$  la durée d'une année :

$$\begin{aligned}\theta(r, t) &= \int_0^t P(t - \tau) f(r, \tau) d\tau \\ &\simeq \int_{t-T_{an}}^t P(t - \tau) f(r, \tau) d\tau \\ &\simeq \int_0^{T_{an}} P(\tau) f(r, t - \tau) d\tau\end{aligned}$$

L'intérêt de cette notation réside dans le calcul sur des années types (à l'exception de la première année d'utilisation !). En effet on pourra considérer que la fonction  $P(t)$  est périodique, c'est-à-dire que la puissance nécessaire est la même que l'année précédente à la même date. En utilisant la théorie des transformées de Fourier, on peut encore écrire

$$\begin{aligned}\mathcal{F}(\theta(r, t)) &\simeq \mathcal{F}(P(t)) \times \mathcal{F}(f(r, t)) \\ \theta(r, t) &\simeq \mathcal{F}^{-1}(\mathcal{F}(P(t)) \times \mathcal{F}(f(r, t)))\end{aligned}$$

Ainsi, nous obtenons directement les écarts de température en « régime permanent », c'est-à-dire après plusieurs années d'utilisation. De plus, les ordinateurs calculent très vite les produits de convolution à partir des séries de Fourier. Si les propriétés thermiques du sous-sol sont connues, il est même envisageable de tabuler les valeurs de  $\mathcal{F}(f(r, t))$  pour accélérer encore ce calcul.

Il reste à échantillonner les fonctions sur des pas de temps suffisamment courts pour être représentatifs des cycles de la pompe à chaleur (en pratique : quelques heures) ; et éventuellement à analyser plus finement ce qui s'est passé sur le dernier pas de temps, juste avant la date d'observation, et ceci pour deux raisons :

- la forme de  $f(t)$  pour  $t$  faible, c'est-à-dire la loi d'évolution de la puissance que l'on vient de prélever, peut poser des difficultés de convergence ;
- il est impératif de décider de « la » température que nous souhaitons visualiser, puisqu'elle est susceptible de varier sur la durée du pas de temps, et ceci d'autant plus que  $r$  sera proche du rayon  $R$  de la corbeille.

Ceci sera détaillé en partie 4.3.3.

## 4.2 Comparaison aux modèles en éléments finis

Des différences peuvent exister entre la solution analytique et la solution par éléments finis correspondant au modèle 1D-axisymétrique. Celles-ci sont dues :

- aux conditions initiales (aspect « cyclique permanent » pour la solution analytique) ;
- à la modélisation ou non de l'épaisseur de l'échangeur (sans épaisseur dans le cas analytique) ;
- à la manière de lisser la fonction de puissance (pas de lissage dans le cas analytique ; sous forme de spline cubique dans le cas des éléments finis) ;

- au degré de convergence, lié aux pas de temps dans les deux cas, ainsi qu’au maillage pour les éléments finis

Pour effectuer nos comparaisons, la simulation par éléments finis a commencé un peu plus de deux années auparavant, au début de la saison froide. Les pas de temps retenus sont ceux suggérés pour faire tourner les modèles, qui assurent une convergence satisfaisante et un calcul rapide : deux heures pour la solution analytique, et une journée pour la solution par éléments finis.

Pour faire les comparaisons permettant de prendre en compte ou non le phénomène de gel du sous-sol, nous considérons deux terrains ayant des paramètres thermiques initiaux identiques. Le cas « avec gel » correspond au terrain déjà utilisé pour les simulations en partie 3.2. Ce terrain a une teneur en eau  $\kappa = 0,2$ . Pour les simulations « hors gel », la teneur en eau chute à  $\kappa = 0$ . Les paramètres thermiques du sol non gelé sont choisies identiques dans ces deux cas.

#### 4.2.1 Sol sec (sans gel)

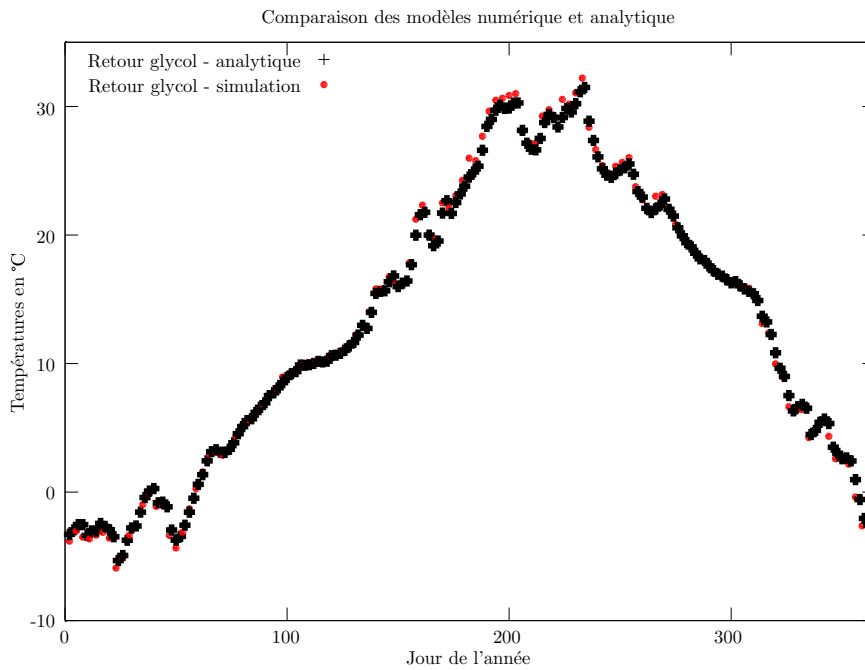


FIGURE 4.4 – Comparaison des modèles analytique et 1D-axisymétrique (sans gel)

La figure 4.4 indique les températures de retour données par les deux modèles, lorsque les propriétés thermiques du terrain sont constantes dans le temps (pas de gel).

Les résultats sont très similaires, avec des valeurs extrêmes un peu plus marquées pour le modèle numérique que pour le modèle analytique.

#### 4.2.2 Avec gel

La figure 4.5 indique les températures de retour données par les deux modèles, lorsque le terrain est susceptible de geler. Seules les valeurs de simulation par éléments finis changent alors.

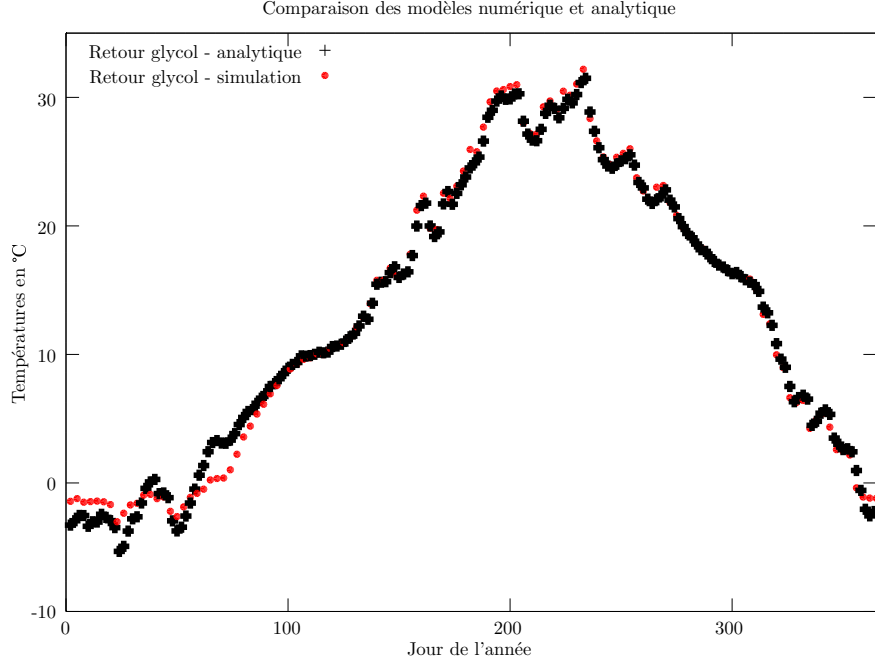


FIGURE 4.5 – Comparaison des modèles analytique et 1D-axisymétrique (avec gel)

Les modèles s'écartent de quelques degrés lorsque le gel apparaît, mais restent remarquablement proches lorsque les températures sont positives.

Bien que l'effet du gel devrait être pris en compte lors des dimensionnements (cf. partie 3.5.6), ceci nécessite de connaître déjà la fraction d'eau  $\kappa$  à même de geler sur le terrain de l'installation. En l'absence de ce paramètre, le modèle analytique permet de déterminer les températures obtenues dans le pire des cas, c'est-à-dire s'il n'y a pas d'eau susceptible de geler ( $\kappa = 0$ ).

## 4.3 Justification d'hypothèses de simulations

### 4.3.1 Effet passe-bas

Il est connu que les variations quotidiennes de température, en extérieur, sont très fortement amorties par le sous-sol ; et qu'elles ne sont plus visibles après quelques dizaines de centimètres. Les variations saisonnières de température, elles, sont également amorties ; mais restent visibles jusqu'à plusieurs mètres. C'est ce phénomène que nous appelons « effet passe-bas ».

Pour connaître la température sans perturbation du sous-sol à une profondeur suffisante, il est inutile d'échantillonner les températures extérieures sur de faibles pas de temps. Donner la température moyenne, par exemple sur une journée, est suffisante. De plus, la température qui est alors obtenue pour des profondeurs faibles correspond à la température moyenne, à cette profondeur, sur la journée.

C'est ce même principe que nous avons proposé d'appliquer en partie 3.2.2, mais cette fois pour les perturbations de température liées à l'échangeur. En effet, sur une journée, la sollicitation n'est



pas continue : la pompe à chaleur peut avoir plusieurs cycles de fonctionnement. Toutefois, nous nous attendons à ce que cette « excitation » en provenance de l'échangeur géothermique subisse le même effet que l'excitation en surface. Autrement dit, à une distance suffisante de l'échangeur, on ne devrait plus voir que l'appel moyen de puissance, et non chaque cycle. Et à une distance plus faible, les températures réelles devraient tourner autour d'une température moyenne, donnée par cet appel de puissance moyenne.

### 4.3.2 Moyennes temporelles

Mathématiquement, tout signal périodique peut se décomposer en série de Fourier, en utilisant des pulsations qui sont des multiples de la pulsation fondamentale (les *harmoniques*). Par extension, il est possible de représenter à peu près n'importe quelle fonction continue par morceaux, sur une durée donnée, à l'aide d'un signal continu et d'harmoniques. Le signal continu correspond à la valeur moyenne de la fonction sur la durée considérée. C'est ce que nous nous proposons de faire avec la puissance extraite, sur une durée pré-définie, par exemple une journée. Cette durée va correspondre à une fréquence fondamentale, notée  $\omega$ .

Nous décomposons alors la fonction puissance en

$$P(t) = P_0 + \sum_{k=1}^{\infty} P_k \exp(ik\omega t) \quad (4.12)$$

où les  $P_k$  sont des nombres éventuellement complexes, et  $P_0$  est la valeur moyenne de la puissance sur la durée considérée. Pour une puissance suffisamment régulière, il y a convergence uniforme des séries partielles vers  $P(t)$ .

Nous pouvons alors calculer l'écart de température lié à l'appel de puissance, par exemple en milieu infini grâce à la formule 4.6 :

$$\begin{aligned} \theta(r, t) &= \int_0^t P(t - \tau) f(r, \tau) d\tau \\ &= \int_0^t P_0 f(r, \tau) d\tau + \sum_{k=1}^{\infty} P_k \int_0^t \exp(ik\omega(t - \tau)) f(r, \tau) d\tau \end{aligned}$$

Nous étudions à part la partie  $\theta_k(r, t) = P_k \int_0^t \exp(ik\omega(t - \tau)) f(r, \tau) d\tau$  pour  $k \neq 0$ . Plus précisément, nous cherchons à voir quelle peut être son amplitude maximale.

Supposons momentanément que le déphasage de l'harmonique  $k \geq 1$  soit tel que l'on puisse écrire  $P_k \exp(ik\omega t) = P_k \sin(k\omega t)$  avec  $P_k$  un réel positif. Alors l'harmonique prend des valeurs positives sur une durée  $\frac{\pi}{k\omega}$ , puis négatives jusqu'à  $2\frac{\pi}{k\omega}$ , et ainsi de suite.

Comme la fonction  $f(r, \tau)$  décroît (vers 0) lorsque  $\tau$  augmente, on peut montrer que l'effet de l'harmonique est maximal — c'est-à-dire que la variation de température correspondante sera maximale, dans le positif — après une durée  $\frac{\pi}{k\omega}$ . Après une durée  $2\frac{\pi}{k\omega}$ , l'écart de température lié à l'harmonique sera négatif; et cet effet changera de signe, en oscillant autour de zéro (aucun écart de température), avec une pseudo-période  $\frac{2\pi}{k\omega}$ . Chaque fois, l'écart sera un peu moins prononcé qu'à la pseudo-période précédente. C'est la théorie mathématique des séries alternées.

Or on démontre que la fonction  $I_0(x) \exp(-x)$  est équivalente, pour  $x$  suffisamment grand, à  $\frac{1}{\sqrt{2\pi x}}$ . On montre également que, pour  $x \geq 0$  :

$$0 \leq I_0(x) \exp(-x) \leq \frac{A}{\sqrt{2\pi x}} \quad (4.13)$$

en posant  $A = 1,2$  (valeur déterminée de manière empirique).

Ainsi, on peut encadrer la fonction  $f$  par

$$0 \leq f(r, \tau) \leq \frac{A}{4\pi^{3/2}HE} \frac{3H}{3H + d_+ + d_-} \frac{1}{\sqrt{rR\tau}} \exp\left(-\frac{3H + d_+ + d_-}{3H} \frac{(r - R)^2}{4a\tau}\right) \exp\left(-\frac{\frac{3}{d_+} + \frac{3}{d_-}}{3H + d_+ + d_-} a\tau\right)$$

En nous servant du fait que  $0 < \frac{3H}{3H + d_+ + d_-} \leq 1$  et que  $0 < \exp\left(-\frac{\frac{3}{d_+} + \frac{3}{d_-}}{3H + d_+ + d_-} a\tau\right) \leq 1$  pour  $\tau \geq 0$ , l'encadrement se réécrit plus lisiblement :

$$0 \leq f(r, \tau) \leq \frac{A}{4\pi^{3/2}HE} \frac{1}{\sqrt{rR\tau}} \exp\left(-\frac{3H + d_+ + d_-}{3H} \frac{(r - R)^2}{4a\tau}\right) \quad (4.14)$$

Ainsi, l'écart de température lié à l'harmonique  $k \geq 1$  est-il majoré par :

$$\begin{aligned} |\theta_k(r, t)| &= \left| P_k \int_0^t \exp(ik\omega(t - \tau)) f(r, \tau) d\tau \right| \\ &\leq |P_k| \times \left| \int_0^{\frac{\pi}{k\omega}} \exp(ik\omega(t - \tau)) f(r, \tau) d\tau \right| \\ &\leq |P_k| \times \int_0^{\frac{\pi}{k\omega}} \frac{A}{4\pi^{3/2}HE} \frac{1}{\sqrt{rR\tau}} \exp\left(-\frac{3H + d_+ + d_-}{3H} \frac{(r - R)^2}{4a\tau}\right) d\tau \\ &\leq |P_k| \frac{A}{2\pi^{3/2}HE} \exp\left(-\frac{3H + d_+ + d_-}{3H} \frac{(r - R)^2 k\omega}{4a\pi}\right) \times \int_0^{\frac{\pi}{k\omega}} \frac{1}{2\sqrt{rR\tau}} d\tau \\ &\leq |P_k| \frac{A}{2\pi HE} \exp\left(-\frac{3H + d_+ + d_-}{3H} \frac{(r - R)^2 k\omega}{4a\pi}\right) \times \frac{1}{\sqrt{rRk\omega}} \end{aligned}$$

Pour  $r \geq R$ , donc à l'extérieur de la corbeille, il est aisé de voir que l'effet de l'harmonique est d'autant plus amorti que  $r$  est grand ou que  $k$  est élevé. Cet amortissement est exponentiel (terme en  $(r - R)^2 k\omega$ ) ; et il a de surcroît également une composante inversement proportionnel à  $\sqrt{rRk\omega}$ .

De plus, au fil de la démonstration, nous avons vu que l'effet de chaque harmonique était alternativement positif et négatif : l'écart de température lié à chaque harmonique vient osciller autour de 0.

Ces effets, spatiaux comme temporels, justifient le choix de n'utiliser dans les modèles qu'une puissance moyenne sur plusieurs cycles, en gardant à l'esprit que l'écart réel de température viendra osciller autour de la température rendue par le modèle.

### 4.3.3 Corrections sur les températures du fluide caloporteur

Jusqu'ici, les écarts de températures simulés par le modèle analytique sont ceux du sous-sol. Or, les températures les plus importantes à connaître sont celles de retour et de réinjection du fluide caloporteur. Nous proposons ici une méthode pour les évaluer.

#### Prise en compte de la dynamique réelle

Une première étape va être de calculer plus précisément l'écart de température du sol au niveau de la corbeille,  $\theta(R, t)$ . Nous nous appuyons sur la formulation « en milieu infini » ; toutefois, la logique est la même pour les milieux finis, en remplaçant la fonction  $f$  (formule 4.5) par la fonction  $g$  (formule 4.9). C'est pourquoi nous repartons de la formule 4.6.

Nous commençons par introduire une durée  $\delta t$ , qui correspondra par exemple au pas de temps fixe employé ; et les valeurs  $P_{moy, k}$  qui correspondent aux puissances moyennes utilisées au pas de

temps  $k$ . Nous introduisons également la valeur  $N = \frac{t}{\delta t}$ , arrondie si besoin à l'entier supérieur, indiquant le pas de temps auquel l'observation se fait.

$$\begin{aligned}\theta(R, t) &= \int_0^t P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau \\ \theta(R, t) &= \int_0^{\delta t} P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau + \int_{\delta t}^t P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau \\ \theta(R, t) &= \int_0^{\delta t} P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau + \sum_{k=2}^N P_{moy, N-k} \int_{(k-1)\delta t}^{k\delta t} f(R, \tau) d\tau\end{aligned}$$

L'intérêt de cette décomposition, qui fait apparaître spécifiquement l'effet produit par l'appel de puissance récent, est double :

1. D'un point de vue physique, elle permet de mieux prendre en compte la puissance réellement employée lors du dernier pas de temps (partie  $\int_0^{\delta t} P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau$ ). Ceci sera explicité ci-après.
2. D'un point de vue calculatoire, elle évite de faire intervenir  $\tau = 0$  dans le calcul de  $\int_{\delta t}^t P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau$ . En effet, la fonction  $f(R, \tau)$  n'est pas définie en  $\tau = 0$ , bien qu'elle soit intégrable. Cette séparation permet donc d'éviter des erreurs logicielles de calcul.

Le terme  $\int_0^{\delta t} P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau$  a le mérite de présenter davantage de flexibilité que l'hypothèse de « valeur moyenne ». En particulier, nous proposons de modéliser un fonctionnement à puissance géothermique constante  $P_{marche}$  (par corbeille) lorsque la pompe à chaleur est en marche. On suppose que la pompe à chaleur démarre au début de chaque pas de temps, jusqu'à ce qu'elle ait fourni l'énergie désirée pour le pas de temps. Sa durée de fonctionnement sur le pas de temps  $N$  est alors  $\frac{P_{moy, N}}{P_{marche}} \delta t$ .

Pour la suite, nous prenons les hypothèses suivantes :

- les « oscillations autour de la valeur moyenne » peuvent être négligées pour les pas de temps précédant le pas de temps actuel ;
- la température que nous souhaitons afficher pour le pas de temps  $N$  correspond à la température en fin de cycle de fonctionnement.

Alors, la partie  $\sum_{k=1}^{N-1} P_{moy, N-k} \int_{(k-1)\delta t}^{k\delta t} f(R, \tau) d\tau$  peut toujours être présentée comme un produit de convolution. Il faut simplement faire attention à donner une valeur nulle pour le calcul de  $f(R, \tau)$  sur le premier pas de temps échantillonné, c'est-à-dire pour  $\tau \in [0, \delta t[$ .

Quant à l'écart de température correspondant au pas de temps en cours, il faut utiliser

$$\int_0^{\delta t} P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau = P_{marche} \int_0^{\frac{P_{moy, N}}{P_{marche}} \delta t} f(R, \tau) d\tau$$

Nous avons déjà évoqué, en partie 4.3.2, un équivalent de  $f$  pour les temps faibles. D'un point de vue physique, ce qui se passe aux temps faibles n'est pas perturbé par la présence d'une frontière à une distance finie, de sorte que cet équivalent est le même pour la fonction  $g$ . On peut approximer,

pour  $\tau$  faible :

$$f(R, \tau) \simeq \frac{1}{4\pi^{3/2}HE} \frac{3H}{3H + d_+ + d_-} \frac{1}{R\sqrt{\tau}} \exp\left(-\frac{\frac{3}{d_+} + \frac{3}{d_-}}{3H + d_+ + d_-} a\tau\right)$$

$$\int_0^{\frac{P_{moy,N}}{P_{marche}}\delta t} f(R, \tau) d\tau \simeq 2\sqrt{\frac{P_{moy,N}}{P_{marche}}} \delta t \times \frac{1}{4\pi^{3/2}HE} \frac{3H}{3H + d_+ + d_-} \frac{1}{R}$$

$$P_{marche} \int_0^{\frac{P_{moy,N}}{P_{marche}}\delta t} f(R, \tau) d\tau \simeq \frac{\sqrt{P_{moy,N}P_{marche}}\delta t}{2\pi^{3/2}HRE} \frac{3H}{3H + d_+ + d_-}$$

Nous connaissons ainsi l'écart de température en fin de cycle de marche, pour un fonctionnement de la pompe à chaleur à  $P_{marche}$  en début de chaque pas de temps :

$$\theta(R, t) = \frac{\sqrt{P_{moy,N}P_{marche}}\delta t}{2\pi^{3/2}HRE} \frac{3H}{3H + d_+ + d_-} + \int_{\delta t}^t P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau \quad (4.15)$$

Par la même occasion, nous quantifions l'effet d'un surdimensionnement de la pompe à chaleur, par rapport au cas idéal où  $P_{marche} = P_{moy,k}$  à chaque pas de temps (fonctionnement en continu) : l'écart de température du sous-sol, entre début et fin de cycle de fonctionnement, est multiplié par un coefficient  $\sqrt{\frac{P_{marche}}{P_{moy,k}}}$ .

Bien entendu, et bien que ce ne soit pas la démarche que nous ayons adoptée, il est également possible de

- changer le terme de recharge naturelle sur le pas de temps actuel, puisque ce modèle empirique est mal vérifié sur les dernières heures de fonctionnement ;
- utiliser  $P_{marche} = P_{moy,N}$ , pour obtenir une température « moyenne » sur le pas de temps, plutôt que la température en fin de cycle.

L'utilisation de  $P_{marche} = P_{moy,N}$  se justifie pleinement lorsque les pas de temps  $\delta t$  sont grands (par exemple plus de deux heures), et qu'il est irréaliste de considérer que la pompe à chaleur fonctionne seulement une fois lors de ce pas de temps.

### Prise en compte de la résistance thermique de la corbeille

Les températures étant calculées à hauteur médiane, l'écart de température entre le fluide caloporteur et le sous-sol est fonction de la résistance thermique de la corbeille et de la puissance appelée. Aussi la température médiane du fluide caloporteur vaut-elle :

$$T_{med,cal}(t) = \tilde{T}_{med}(t) - \theta(R, t) - P_{marche} \left( R_{th,paroi} + R_{th,ecoulement} \right) \quad (4.16)$$

où  $\tilde{T}_{med}(t)$  est donnée par l'équation 3.8,  $\theta(R, t)$  par l'équation 4.15,  $R_{th,paroi}$  par l'équation 1.3, et  $R_{th,ecoulement}$  par l'équation 1.4. Rappelons que  $P_{marche}$  correspond à la puissance géothermique rapportée au nombre d'échangeurs.

Une fois encore, nous constatons l'effet néfaste du surdimensionnement de la puissance de fonctionnement : plus la puissance utilisée est élevée, plus la résistance thermique entre le fluide et le sol va avoir d'effet (terme en  $P_{marche} \left( R_{th,paroi} + R_{th,ecoulement} \right)$ ).

La figure 4.6 montre l'effet néfaste du surdimensionnement de la pompe à chaleur, à partir des hypothèses suivantes, volontairement simplistes :

1. La température initiale vaut 10°C.
2. Au début de chaque heure, la pompe à chaleur va démarrer jusqu'à fournir une énergie donnée au bâtiment.

3. Le coefficient de performance de la pompe à chaleur est supposé constant.
4. Le champ de corbeilles est tel que chaque corbeille doit fournir 300 Wh (soit  $1,08 \cdot 10^6$  J) chaque heure.

Pour remplir ces critères, on peut considérer :

- un fonctionnement à 900 W par corbeille pendant vingt minutes, suivi d’une interruption de quarante minutes ;
- ou encore un fonctionnement à 450 W par corbeille pendant quarante minutes, suivi d’une interruption de vingt minutes.

Le fonctionnement à 900 W, qui implique des cycles « courts », correspond au surdimensionnement.

Les résultats sont obtenus en calculant sur trois heures la température médiane à partir de l’équation 4.16, avec la formulation de  $f(R, \tau)$  pour les temps faibles. Le sous-sol est supposé avoir des propriétés thermiques classiques et les corbeilles être du type Terra-Spiral.

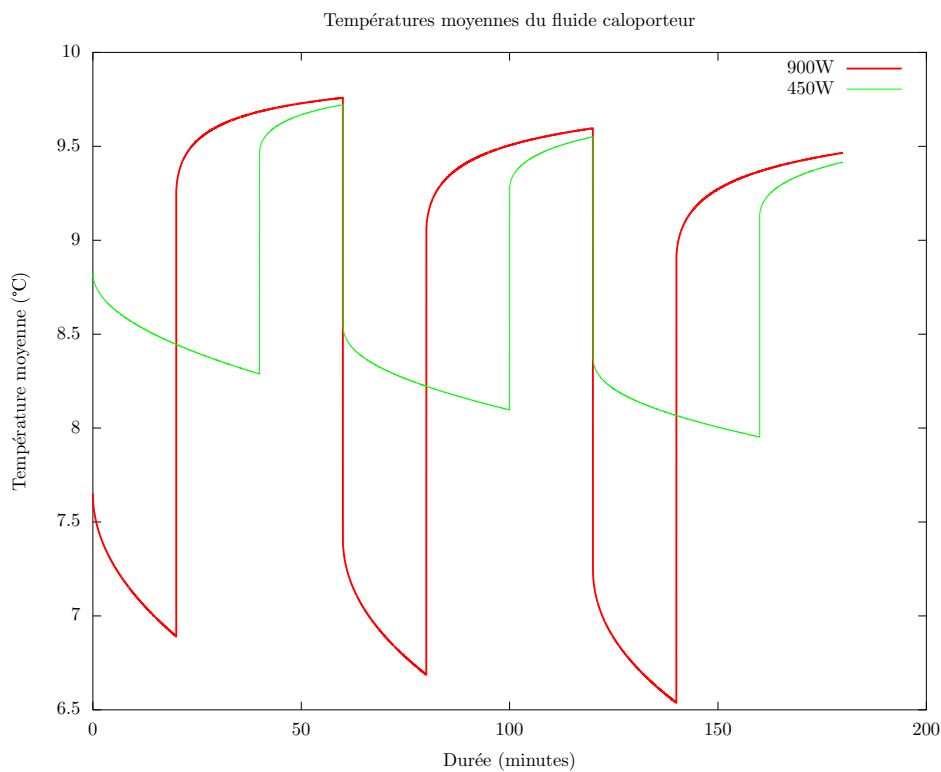


FIGURE 4.6 – Effet du surdimensionnement de la PAC sur la température du fluide caloporteur

A partir de l’exemple illustré en figure 4.6, on conçoit aisément que les températures en fonctionnement sont d’autant moins stables que la pompe à chaleur est surdimensionnée et travaille sur des cycles courts, alors que l’énergie échangée sur une heure est constante.

Pour mieux illustrer ce phénomène, partons des hypothèses suivantes :

1. Nous disposons d’un champ de trois corbeilles, supposées indépendantes les unes des autres.
2. Le sol a des propriétés thermiques classiques ( $\lambda = 1,7 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ,  $\rho c_p = 2,5 \cdot 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ ). La température initiale vaut  $5^\circ\text{C}$ , et l’eau contenue dans le sous-sol ne peut pas geler.
3. Les auxiliaires fonctionnent à une puissance de 70 W lorsque la pompe à chaleur est en marche (la consommation est nulle lorsque la pompe à chaleur est éteinte).

4. Le COP varie de manière linéaire avec la température moyenne du fluide caloporteur. Celui-ci vaut 5 lorsque la température moyenne vaut 10°C, et diminue de 1 tous les 8°C environ.
5. La puissance fournie au compresseur est indépendante des températures du fluide caloporteur.

Ces deux dernières hypothèses reflètent assez bien les données constructeur de la pompe à chaleur AUREA 20Z, pour un fonctionnement à une température « sortie d'eau » de 35°C. La puissance au compresseur est indiquée comme valant 1 400 W sur toute la plage de fonctionnement. Les données sont toutefois supposées correspondre à la température « sortie d'eau échangeur extérieur », et non pas à la température moyenne, températures qui coïncident si le débit est infini. Les relations liant ces températures sont données par les équations 3.10 et 3.11.

Bien que les hypothèses prises puissent influencer sur les valeurs numériques finales et donc sur les équilibres à trouver, la logique du propos est inchangée.

A partir du COP et de la puissance compresseur, il est possible de déterminer les autres puissances. Nous supposons ici que nous devons fournir au bâtiment une énergie de  $10 \cdot 10^6$  J, soit environ 2,8 kWh. L'extraction est supposée continue, c'est-à-dire que nous ne prenons en compte qu'un unique cycle de marche pour fournir cette énergie. Il n'y a ici pas de contrainte sur le temps nécessaire pour fournir cette énergie, c'est-à-dire que le cycle d'extraction n'est pas limité dans sa durée – ce qui reviendrait à fixer une puissance minimale admissible au compresseur. La figure 4.7 indique la consommation totale (compresseur et auxiliaires) nécessaire pour fournir cette énergie au bâtiment. La température médiane du sous-sol est ici supposée être de 5°C localement, c'est-à-dire au voisinage immédiat de l'échangeur.

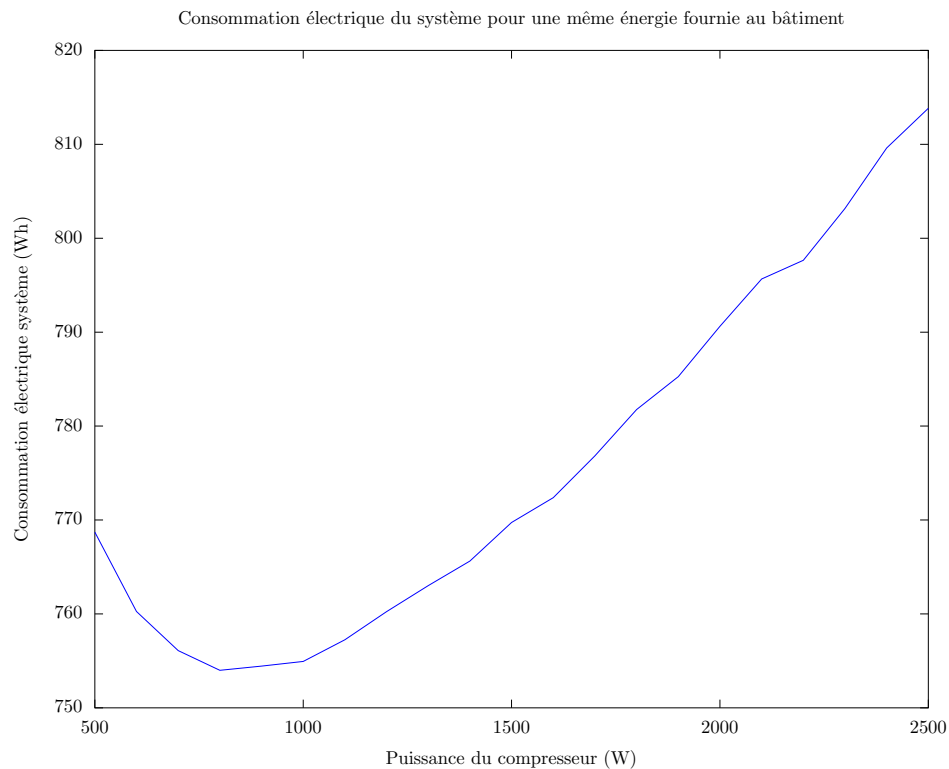


FIGURE 4.7 – Consommation du système (PAC et auxiliaires) selon le dimensionnement de la PAC

Une pompe à chaleur sous-dimensionnée nécessite un temps de fonctionnement élevé. Ceci est d'autant plus pénalisant que la consommation des auxiliaires est élevée. *A contrario*, une pompe à chaleur surdimensionnée permet de faire fonctionner les auxiliaires moins longtemps, et donc d'utiliser moins d'énergie ; mais elle travaille avec des températures plus basses pour le fluide caloporteur,

et donc avec des coefficients de performance dégradés. Aussi y a-t-il un juste équilibre à trouver (800 W dans notre exemple).

En rapportant à la consommation des auxiliaires pour le dimensionnement « optimal » à 800 W, la surconsommation est d'environ 1,5% pour une puissance de 1 400 W ; et de près de 8% pour une puissance de 2 500 W.

La figure 4.8 reproduit les résultats donnés en figure 4.7, avec une température médiane du sous-sol de 0°C au voisinage immédiat de l'échangeur. La courbe conserve une forme similaire, mais les besoins du système sont plus élevés : les temps de fonctionnement du compresseur et du circulateur sont en effet augmentés.

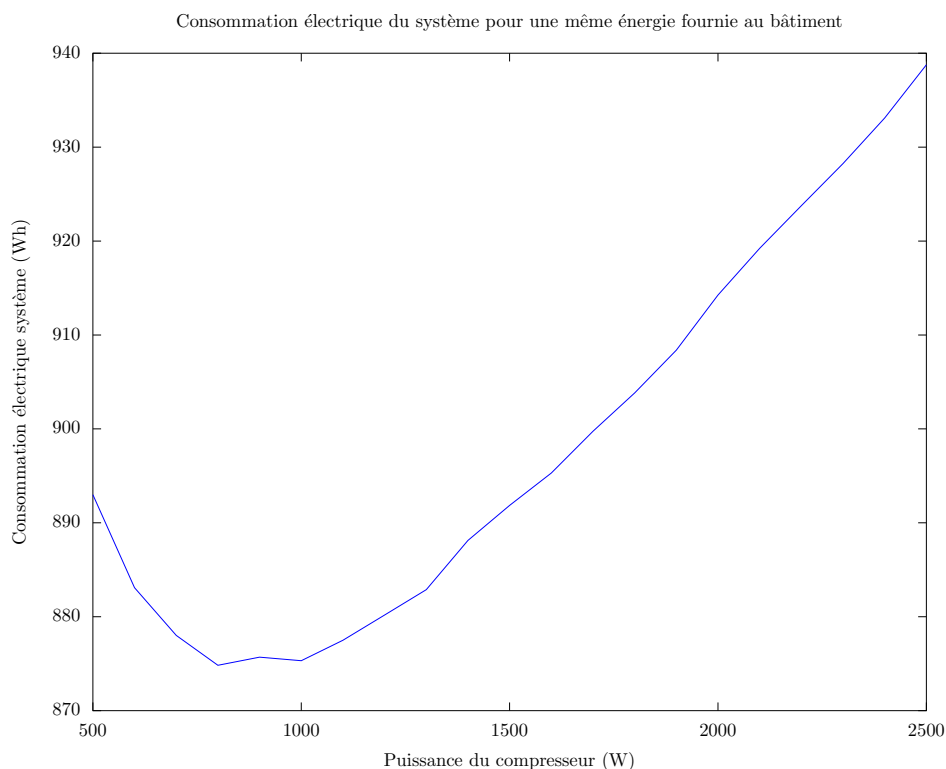


FIGURE 4.8 – Consommation du système (PAC et auxiliaires) selon le dimensionnement de la PAC

Dans la pratique, il faut nous attendre à ce qu'une pompe à chaleur surdimensionnée nécessite également un débit de fonctionnement plus élevé, et donc un circulateur plus puissant : ceci fausse en partie la comparaison proposée en figure 4.7. Dans la mesure du possible, pour diminuer la consommation totale d'énergie, il est intéressant de chercher à réduire à la fois la consommation des auxiliaires et en conséquence le dimensionnement de la pompe à chaleur. L'inconvénient de cette stratégie réside dans l'impossibilité de fournir de fortes puissances instantanées, sauf si le circulateur et le compresseur présentent d'autres régimes de fonctionnement.

### Températures de réinjection et de retour du fluide caloporteur

Enfin, pour revenir aux températures de réinjection et de retour du fluide caloporteur, en fin de cycle de fonctionnement, nous nous appuyons sur les équations 3.10 et 3.11 :

$$T_{inj}(t) = T_{med,cal}(t) - \frac{P_{marche}}{2(\rho c_p)_{cal} q_v} \quad (4.17)$$

$$T_{ret}(t) = T_{med,cal}(t) + \frac{P_{marche}}{2(\rho c_p)_{cal} q_v} \quad (4.18)$$

où  $T_{med,cal}(t)$  est donnée par la formule 4.16,  $P_{marche}$  et  $q_v$  étant ici pris au niveau des échangeurs.

Une troisième fois, nous constatons l'effet néfaste du surdimensionnement de la pompe à chaleur. D'un point de vue physique, le terme qui apparaît ici correspond à l'écart de température entre retour et réinjection du fluide caloporteur. Le fonctionnement « idéal » de la pompe à chaleur, d'un point de vue de la thermique seule, devrait être de s'adapter à la puissance moyenne nécessaire en jouant sur la durée des cycles ; et ceci en diminuant l'écart de température entre retour et réinjection du fluide caloporteur plutôt qu'en diminuant son débit.

D'un point de vue hydraulique (compensation des pertes de charge), qui correspond à une prise en compte des auxiliaires (pompe de circulation), le raisonnement ne tient pas forcément. Un compromis est à trouver entre la consommation du circulateur et celle du compresseur (cf. figure 4.7). La première est d'autant plus importante que le débit est élevé et le cycle de fonctionnement long ; la seconde est d'autant plus importante que la température de réinjection du glycol est basse, à température constante des émetteurs. Les paramètres auxquels nous avons accès pour réduire cet écart de température sont :

- la puissance géothermique en fonctionnement,
- l'écart de température du fluide caloporteur au niveau de la pompe à chaleur.

Ces deux valeurs doivent être les plus faibles possible. La capacité calorifique et le débit du fluide caloporteur viennent relier ces deux paramètres.

## 4.4 Test de réponse thermique

La théorie développée jusqu'à présent, et en particulier les effets sur le court terme présentée en partie 4.3.3, permet de développer un « test de réponse thermique » pour une corbeille. Ce terme est généralement associé à l'étude des sondes verticales, puisqu'il a été développé dans ce cadre et initialement étudié par Signhild Gehlin ([54]), puis amélioré pour tenir compte de diverses influences (Louis Lamarche *et al.* [55], Valentin Wagner *et al.* [56], ...). Bien que les analyses diffèrent avec les échangeurs hélicoïdaux, les ressemblances sont fortes : pour cette raison, nous avons choisi de garder cette dénomination et de l'étendre à notre cas.

### 4.4.1 Théorie sur le court terme

Nous avons vu en partie 4.3.3 comment tenir compte de la réponse à court terme de l'échangeur (« dernier pas de temps »). L'écart de température trouvé au niveau du sol (équation 4.15) était

$$\theta(R, t) = \frac{\sqrt{P_{moy,N} P_{marche} \delta t}}{2\pi^{3/2} H R E} \frac{3H}{3H + d_+ + d_-} + \int_{\delta t}^t P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau$$

Dans l'approche du test de réponse thermique, nous nous intéressons aux perturbations sur des durées relativement courtes, ce qui permet une réécriture de l'écart de température :

1. La partie « longue durée », correspondant au terme sous l'intégrale, est ignorée.
2. La puissance  $P_{marche}$  est prélevée en continue sur une durée  $t$ .
3. La recharge naturelle, soit le terme en  $\frac{3H}{3H + d_+ + d_-}$ , est ignorée. En effet, sur les quelques premières heures d'utilisation, les valeurs données par les modèles 2D-axisymétriques semblent plus proches de cette formulation « sans recharge naturelle », bien que l'on puisse déjà commencer à constater l'effet de cette recharge.



Ainsi, la formulation que nous obtenons est la suivante :

$$\theta_{TRT}(t) = \frac{P_{marche}}{2\pi^{3/2}HRE}\sqrt{t} \quad (4.19)$$

Au début de l'expérience, le sol est supposé être à l'équilibre thermique, et la température médiane du fluide caloporteur est notée  $T_{cal,0}$ . L'instant  $t = 0$  correspond au début de la sollicitation de la puissance géothermique  $P_{marche}$ .

Si nous négligeons l'évolution naturelle de la température sans perturbation  $\tilde{T}_{med}(t)$ , l'évolution de la température médiane du sol en contact avec l'échangeur se fait en  $\sqrt{t}$ , en accord avec la formule 4.19. La puissance géothermique ayant été supposée constante, la température moyenne du fluide caloporteur est translatée d'une valeur  $P_{marche}(R_{th,paroi} + R_{th,ecoulement})$  (cf. équation 4.16), et son évolution temporelle est ainsi identique à l'évolution de la température médiane du fluide caloporteur, en  $\sqrt{t}$ . Si le débit est également constant, les températures de réinjection et de retour évoluent également de manière identique (cf. formules 4.17 et 4.18). Ces quatre températures sont représentées sur la figure 4.9.

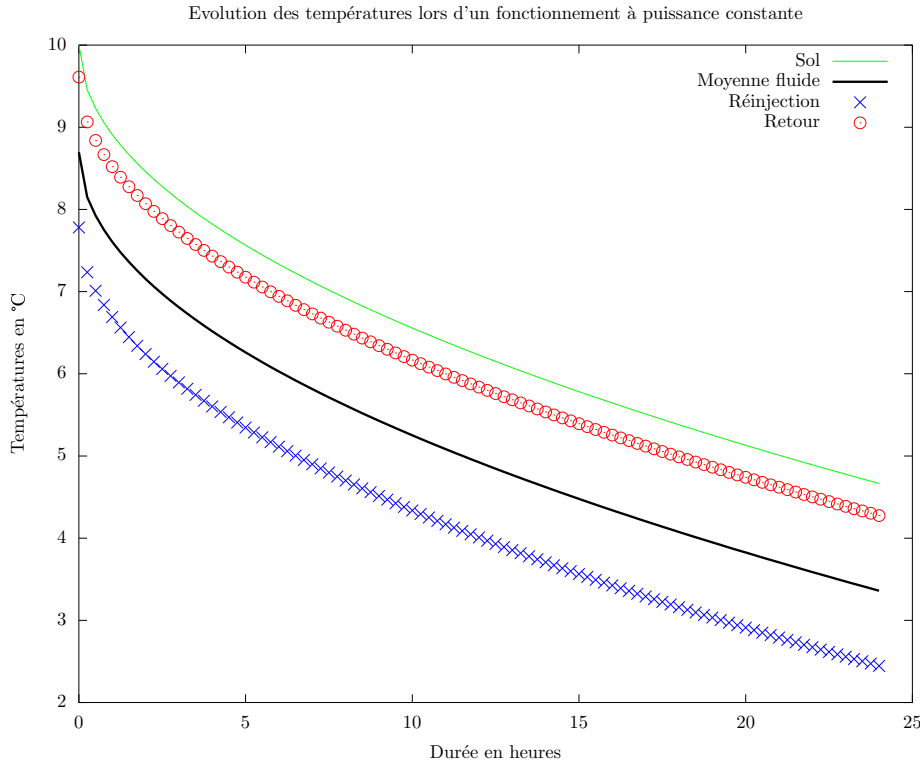


FIGURE 4.9 – Evolution des différentes températures lors d'un fonctionnement à puissance constante

Ainsi, l'évolution de « la » température du fluide caloporteur (retour, réinjection, ou moyenne des deux) se fait-elle en  $\sqrt{t}$  sur les temps faibles. Si nous connaissons également la valeur de  $P_{marche}$  (puissance géothermique constante), et les valeurs de  $H$  et de  $R$  (respectivement hauteur et rayon de la corbeille), nous pouvons remonter à l'effusivité  $E$  du sous-sol.

En effet, la loi d'évolution de la température médiane du fluide caloporteur, sur les temps suffisamment courts, est donnée par :

$$T_{cal,0} - T_{med,cal}(t) = P_{marche}(R_{th,paroi} + R_{th,ecoulement}) + \frac{P_{marche}}{2\pi^{3/2}HRE}\sqrt{t} \quad (4.20)$$

Toutefois, nous avons vu que le modèle ne permettait pas de refléter exactement ce qui se passe à l'allumage de la pompe à chaleur, à cause de l'inertie rencontrée sur les premiers cycles de révolution du fluide caloporteur. Aussi faut-il attendre quelques dizaines de minutes avant de réaliser l'interpolation en  $\sqrt{t}$ .

L'écart entre la température initiale du fluide caloporteur,  $T_{cal,0}$ , et la température interpolée en  $t = 0$ , correspondra à  $P_{marche} (R_{th,paroi} + R_{th,ecoulement})$  : aussi cet écart permettra-t-il de remonter à la résistance thermique entre le fluide caloporteur et le sous-sol.

#### 4.4.2 Méthodes d'analyse

Nous proposons deux méthodes pour remonter aux valeurs de l'effusivité  $E$  du sous-sol et de la résistance thermique totale  $R_{th}$  entre le fluide et le sous-sol. Rappelons que  $t = 0$  correspond au début de l'extraction de puissance, et que  $T_{cal,0}$  correspond à la température d'équilibre du fluide caloporteur, en mouvement dans la corbeille, avant le début de l'extraction. Les deux méthodes nécessitent de poser une date  $t_1 > 0$  suffisamment élevée pour que l'on puisse considérer que le modèle « à hauteur médiane » est valable. Autrement dit, il faut que le fluide caloporteur ait fait plusieurs cycles de révolution depuis la mise en route de l'extraction de puissance.

##### Méthode rapide

La méthode consiste à fixer une date  $t_2$  telle que  $t_2 > t_1 > 0$ . On pourra par exemple choisir  $t_1 = 1$  H et  $t_2 = 4$  H.

L'effusivité est déduite des températures médianes du fluide caloporteur aux temps choisis, puis la résistance thermique est calculée à partir de la température médiane du fluide estimée en  $t = 0^+$ . En repartant de la formule 4.20, on montre que les calculs à effectuer sont :

$$E = \frac{\sqrt{t_2} - \sqrt{t_1}}{2\pi^{3/2}HR} \frac{P_{marche}}{T_{med,cal}(t_1) - T_{med,cal}(t_2)} \quad (4.21)$$

$$T_{med,cal}(0^+) = T_{med,cal}(t_1) + \frac{\sqrt{t_1}}{\sqrt{t_2} - \sqrt{t_1}} (T_{med,cal}(t_1) - T_{med,cal}(t_2)) \quad (4.22)$$

$$R_{th} = \frac{T_{cal,0} - T_{med,cal}(0^+)}{P_{marche}} \quad (4.23)$$

Nous avons gardé la convention selon laquelle  $P_{marche} > 0$  correspond à une extraction de la puissance thermique du sous-sol, et donc une diminution de la température du fluide caloporteur avec le temps. Les formulations proposées sont aisément adaptables pour une convention contraire, selon laquelle  $P_{marche} > 0$  correspondrait à une injection de puissance thermique dans le sous-sol.

Cette méthode peut être dépendante des dates  $t_1$  et  $t_2$  employées, et nécessite ainsi une vérification. Celle-ci consiste à superposer la courbe réelle des températures du fluide caloporteur avec la courbe interpolée, et à vérifier que l'interpolation est bonne pour  $t > t_1$ . Il est recommandé de continuer le test après  $t_2$ , afin de pouvoir contrôler l'interpolation pour  $t > t_2$ .

*Nota Bene* : le choix des valeurs  $t_1 = 1$  H et  $t_2 = 4$  H permet de simplifier l'expression  $\frac{\sqrt{t_1}}{\sqrt{t_2} - \sqrt{t_1}} = 1$ .

##### Régression parabolique

Théoriquement, nous avons l'égalité

$$\left( \frac{T_{cal,0} - T_{med,cal}(t)}{P_{marche}} - R_{th} \right)^2 = \frac{t}{4\pi^3 H^2 R^2 E^2}$$

Aussi, tracer  $\left(\frac{T_{cal,0}-T_{med,cal}(t)}{P_{marche}} - R_{th}\right)^2$  en fonction de  $t$  doit conduire à une droite passant par l'origine.

Dans la pratique, il faut utiliser les points expérimentaux donnés par des temps suffisamment élevés ( $t > t_1$ ) et la valeur de  $R_{th}$  donnée par la méthode rapide. Si l'allure est concave ou que l'ordonnée à l'origine soit positive, il faut augmenter  $R_{th}$ ; si elle est convexe ou que l'ordonnée à l'origine soit négative, il faut diminuer  $R_{th}$ . Sinon la résistance thermique recherchée est bonne, et on peut interpoler par une droite passant par l'origine, de coefficient directeur  $m$ .

L'effusivité thermique est alors donnée par :

$$E = \frac{1}{2\pi^{3/2}HR\sqrt{m}} \quad (4.24)$$

### Remarque

Il est également possible de réaliser une régression de type « puissance » sur les valeurs expérimentales de  $T_{cal,0} - T_{med,cal}(t)$  recueillies pour  $t > t_1$ . Si la puissance de  $t$  est effectivement  $\frac{1}{2}$ , les coefficients sont directement identifiables à ceux donnés par l'équation 4.20.

### 4.4.3 Méthodologie expérimentale

La procédure expérimentale suivante a été adoptée pour mesurer la résistance thermique  $R_{th}$  entre le fluide et le sol, ainsi que l'effusivité thermique  $E$  du sous-sol.

1. Mettre en mouvement le fluide caloporteur. Attendre la stabilisation de la température du fluide caloporteur, qui correspond alors à la température médiane du sous-sol. Relever la valeur de la température  $T_{cal,0}$ .
2. Démarrer le fonctionnement à  $P_{marche}$  constant ( $t = 0$ ). Relever l'évolution de la moyenne des températures entrée/sortie,  $T_{med,cal}(t)$ .
3. Effectuer les calculs permettant de remonter à  $E$  et à  $R_{th}$ , à partir d'une interpolation en  $\sqrt{t}$  (cf. partie 4.4.2).

### 4.4.4 Résultats expérimentaux

Le matériel disponible sur l'installation expérimentale décrite en partie 2.1 n'a pas permis de suivre le protocole expérimental tel qu'il est présenté en partie 4.4.3. En effet, celui-ci suppose une puissance constante  $P_{marche}$  par corbeille, ce qu'une pompe à chaleur peut difficilement faire.

Lors de l'expérience de fin juin 2012, dont certains résultats sont présentés en partie 3.4.2, la puissance prélevée par corbeille peut être considérée comme décroissant linéairement dans un premier temps, de 1500 W au début de l'expérience à 1200 W après 9H de fonctionnement (cf. figure 4.10).

Si nous appliquons directement la méthodologie avec  $t_1 = 4$  H et  $t_2 = 9$  H, nous obtenons les résultats suivants :

- avec  $P_{marche} = 1500$  W,  $E = 3672$  SI et  $R_{th} = 3,67 \cdot 10^{-3}$  K.W<sup>-1</sup> ;
- avec  $P_{marche} = 1200$  W,  $E = 2938$  SI et  $R_{th} = 4,59 \cdot 10^{-3}$  K.W<sup>-1</sup>.

Nous avons également calculé ces valeurs en tenant compte de la décroissance linéaire de puissance. Il faut alors adapter la démarche pour intégrer cette puissance variable, en repartant du produit de convolution donné par la formule 4.6, puis en adaptant la forme pour les « temps courts ». Les calculs présentent peu d'intérêt, et sont relégués en partie C.

Les résultats obtenus sont plus faibles qu'avec l'approximation de puissance  $P_{marche}$  constante :

- avec  $t_1 = 4$  H et  $t_2 = 8$  H,  $E = 2215$  SI et  $R_{th} = 2,53 \cdot 10^{-3}$  K.W<sup>-1</sup> ;

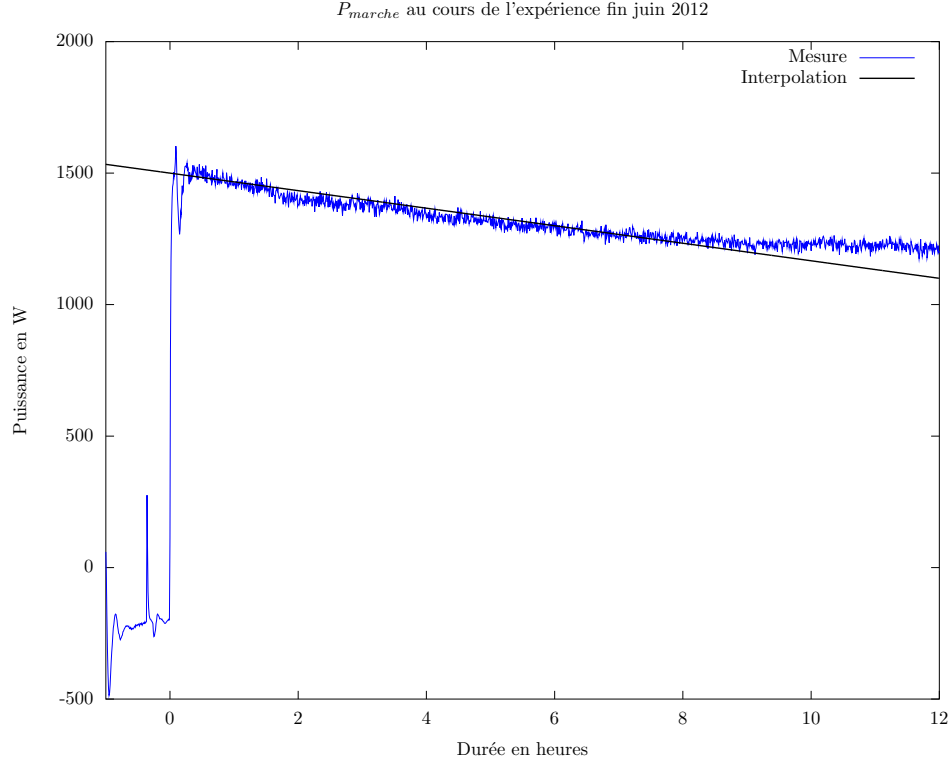


FIGURE 4.10 – Puissance  $P_{marche}$  sur C1 au début de l'expérience, fin juin 2012

– avec  $t_1 = 4$  H et  $t_2 = 9$  H,  $E = 2162$  SI et  $R_{th} = 2,43 \cdot 10^{-3}$  K.W $^{-1}$ .

Ces résultats sont très proches de ce qui était attendu dans le cas où l'on ne considère que les résistances thermiques du tube et de l'écoulement laminaire, correspondant aux équations 1.3 et 1.4.

Par comparaison, les simulations représentées en figure 3.23 étaient effectuées avec une effusivité  $E = 2445$  SI, correspondant aux valeurs retenues en partie 3.4.1 pour les paramètres thermiques ; et la résistance thermique totale était  $R_{th} = 2,62 \cdot 10^{-3}$  K.W $^{-1}$ , ce qui correspond à un écoulement laminaire à flux constant dans un tube de conductivité  $\lambda_{paroi} = 0,45$  W.m $^{-2}$ K $^{-1}$  (valeur constructeur).

Les valeurs retenues pour la simulation sont relativement proches des valeurs obtenues en adaptant le test de réponse thermique pour tenir compte de l'évolution temporelle de la puissance. Bien que de tels tests n'aient pas pu être réalisés sur l'installation expérimentale, il est vraisemblable que l'on puisse obtenir de bons résultats sur le terrain en stabilisant la puissance  $P_{marche}$ .

#### 4.4.5 Appareil de mesure

La pompe à chaleur n'est pas forcément le meilleur outil pour réaliser des tests de réponse thermique, dans la mesure où la puissance géothermique peut difficilement être conservée sur plusieurs heures.

En revanche, les outils existants pour réaliser des tests de réponse thermique sur des sondes verticales sont tout à fait adaptés, en les faisant fonctionner de préférence à des puissances  $-P_{marche}$  de l'ordre de 500 à 1000 W.

Un test de réponse thermique, à l'image de celui pratiqué pour les sondes verticales, semble donc tout à fait envisageable pour les échangeurs hélicoïdaux. Il peut se faire avec des puissances

de fonctionnement inférieures à celles utilisées dans le cas des sondes verticales, en moins de temps, et avec les mêmes outils. Nous émettons cependant deux réserves :

1. Techniquement, il faudrait que le sol soit déjà suffisamment recompacté pour que l'effusivité mesurée à l'installation soit représentative de celle en fonctionnement, sur plusieurs années.
2. Economiquement, l'intérêt ne se justifie que si le champ est suffisamment important. Lorsque la place le permet, il revient sans doute généralement moins cher d'ajouter une corbeille « par précaution » que d'immobiliser un installateur et son matériel en attendant les résultats du test.

La partie 4.4.6 démontre la faisabilité d'un tel test sur une installation de corbeilles géothermiques.

#### 4.4.6 Exemple réel



FIGURE 4.11 – Test de réponse thermique réalisé en Haute-Savoie

Un test de réponse thermique a pu être mené fin novembre 2012 avec un appareil de mesure comparable à celui décrit en partie 4.4.5, sur une installation en Haute-Savoie. Comme il s'agit du premier test mené, nous avons souhaité l'inscrire dans la durée, en injectant une puissance  $-P_{marche}$  de 1000 W pendant environ 26 heures. Le fluide caloporteur utilisé était de l'eau claire, et le débit d'environ 0,64 m<sup>3</sup>/h, de sorte que le nombre de Reynolds était supérieur à 11 000. Ceci correspond à un écoulement turbulent : la résistance thermique liée à l'écoulement est fortement diminuée. À partir de la formule de Colburn, on peut estimer sa valeur à moins de  $70 \cdot 10^{-6} \text{ K.W}^{-1}$ . La résistance thermique mesurée par ce test correspond ainsi à la résistance thermique liée à l'épaisseur de polyéthylène formant l'échangeur et à la résistance thermique de contact avec le terrain.

La figure 4.12 reproduit les puissances réellement injectées. Comme la puissance ne se stabilise qu'après une demi-heure de fonctionnement, il nous a semblé nécessaire d'utiliser une valeur de  $t_1$  supérieure à 1 h. Le choix s'est porté sur  $t_1 = 4 \times 3600 \text{ s}$ . En conséquence, nous avons fixé

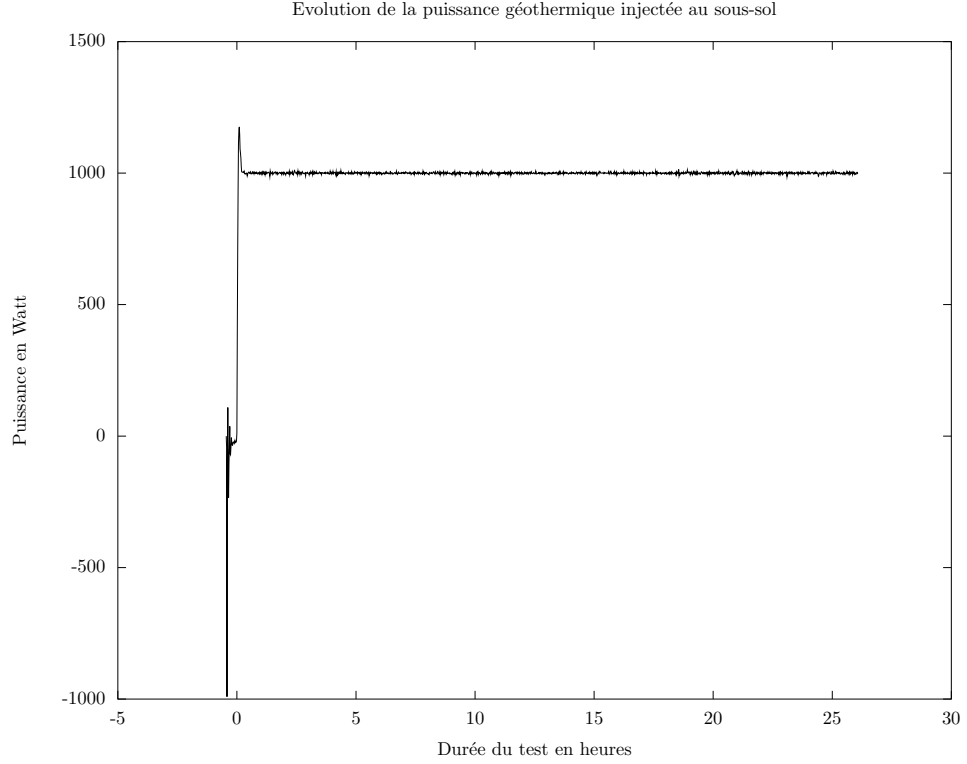


FIGURE 4.12 – Puissance  $-P_{marche}$  injectée

$t_2 = 9 \times 3600$  s. La figure 4.13 indique l'évolution de la température moyenne du fluide caloporteur, et propose une interpolation à partir des valeurs relevées en  $t_1$  et en  $t_2$  (indiquées par des croix sur la figure 4.13).

Ce test aboutit à des valeurs élevées pour l'effusivité comme pour la résistance thermique. En effet, à partir de la méthode d'analyse rapide décrite en partie 4.4.2, nous obtenons les valeurs suivantes :

$$E = 2967 \text{ SI}$$

$$R_{th} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ K.W}^{-1}$$

Les valeurs numériques utilisées pour effectuer les calculs des formules 4.21 à 4.23 sont

$$T_{cal,0} \simeq 10,6^\circ\text{C}$$

$$T_{med,cal}(t_1) \simeq 15,4^\circ\text{C}$$

$$T_{med,cal}(t_2) \simeq 16,9^\circ\text{C}$$

Si l'on admet que la capacité calorifique volumique  $\rho c_p$  du sous-sol est d'environ  $2,5 \cdot 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ , la valeur de la conductivité thermique  $\lambda$  du sous-sol vaut environ  $3,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ . Parmi les terrains listés par la VDI 4640 ([28]) susceptibles de se trouver sur le lieu d'installation, le limon et le sable humide sont les seuls sols qui puissent atteindre une conductivité thermique aussi élevée. Une personne présente lors de l'installation a confirmé que ce terrain était sablonneux.

Par ailleurs, en ôtant à la résistance thermique mesurée la valeur de la résistance thermique à la conduction du tube polyéthylène, donnée par la formule 1.3, nous pouvons estimer la valeur

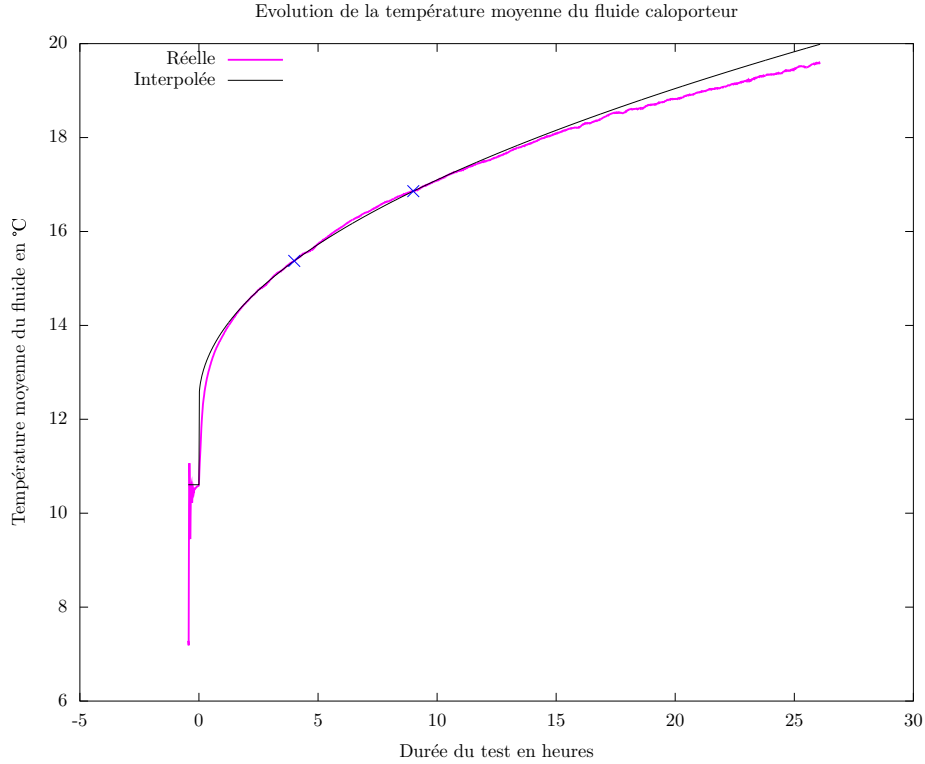


FIGURE 4.13 – Température moyenne du fluide caloporteur

de la résistance de contact entre l'échangeur et le terrain à  $1,0 \cdot 10^{-3} \text{ K.W}^{-1}$ , ce qui représente une épaisseur d'air moyenne d'environ  $0,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  autour du tube. Contrairement à ce qui a été estimé en partie 4.4.4 sur l'installation expérimentale, la résistance de contact entre l'échangeur et le sol est ici significative.

Pour vérifier les résultats analytiques, les valeurs obtenues sont comparées avec celles d'une simulation par éléments finis, effectuée à partir du modèle en cylindre creux. Le sous-sol est supposé avoir une température homogène de  $10,6^\circ\text{C}$ , une conductivité thermique  $\lambda = 3,5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ , et une capacité calorifique volumique  $\rho c_p = 2,5 \cdot 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ , ce qui sous-estime un peu l'effusivité thermique mesurée. La résistance thermique de contact est intégrée de la même façon que la résistance thermique de l'écoulement, c'est-à-dire en diminuant la conductivité de la paroi du cylindre. Les résultats sont représentés en figures 4.14 et 4.15.

Ces figures montrent l'adéquation entre l'expérience de terrain, les résultats analytiques, et la simulation par éléments finis. De plus, cette expérience valide le fait qu'un test ayant une durée de 12 heures est suffisant. Ceci ouvre la possibilité de démarrer le test un soir, à la fermeture du chantier, et de l'interrompre le lendemain matin à la réouverture.

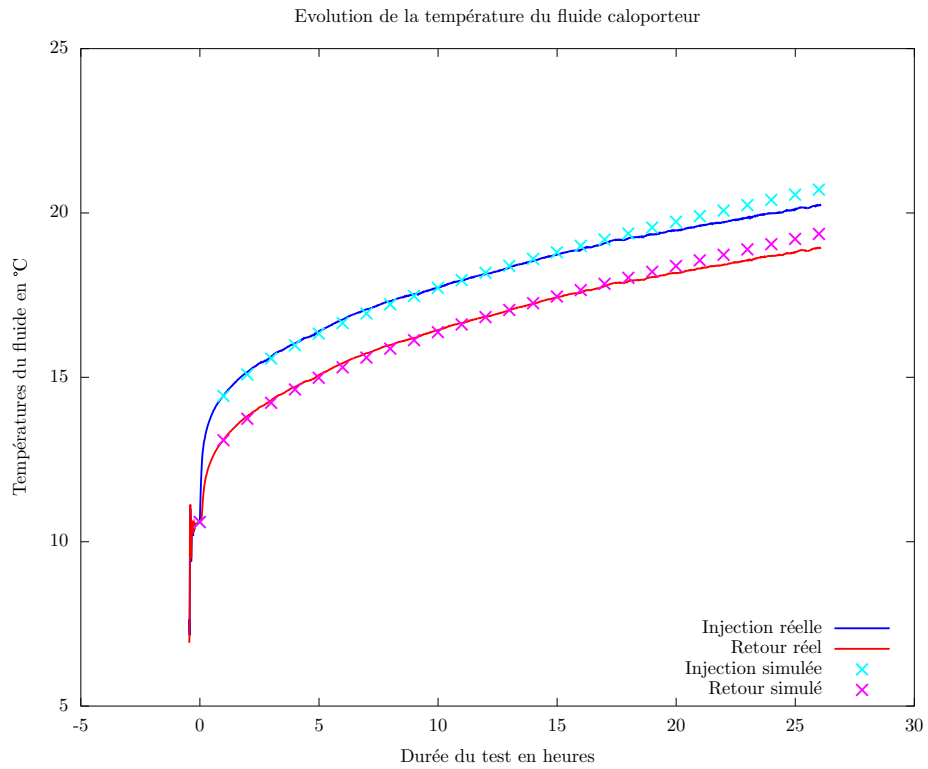


FIGURE 4.14 – Comparaison des températures aux bornes de l'échangeur géothermique

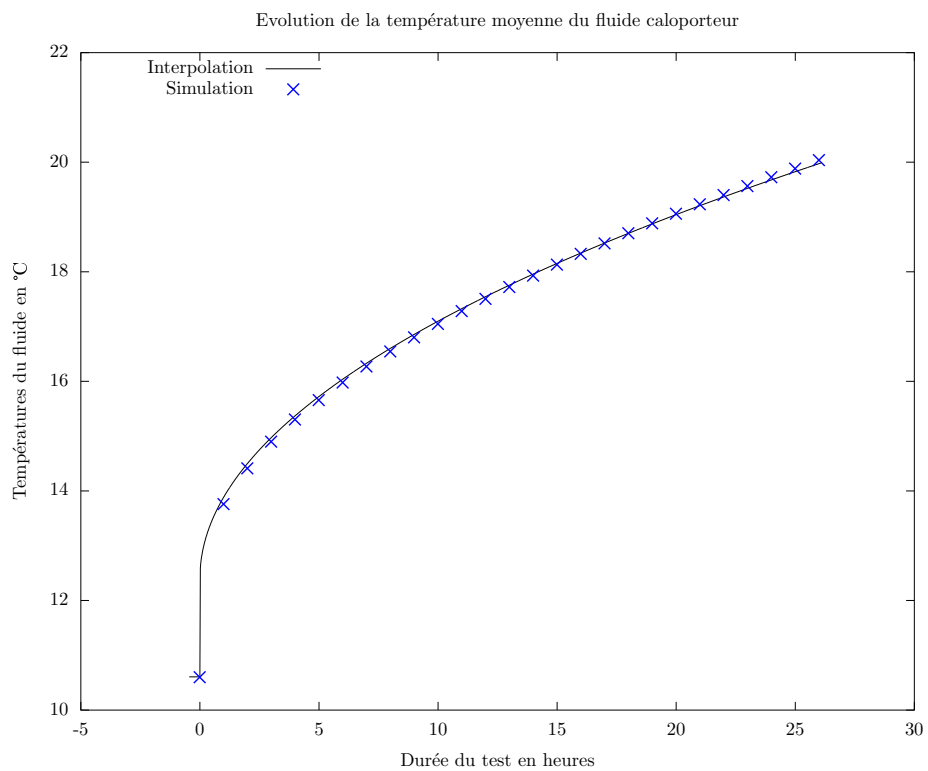


FIGURE 4.15 – Comparaison des températures moyennes du fluide caloporteur (interpolation en  $\sqrt{t}$  et simulation)



## Chapitre 5

# Préconisations et outils à usage industriel

Le travail théorique des parties 3 et 4 mène à des conclusions pratiques exploitables par le milieu industriel. Nous nous proposons d'aborder en premier lieu la question de la géométrie des corbeilles. La partie 5.1 indique les liens qui existent entre ces différentes grandeurs et le fonctionnement de l'installation, pour aboutir à une proposition d'amélioration des échangeurs. La partie 5.2 propose une méthode de dimensionnement des champs de corbeilles et les points clefs à surveiller, bien qu'il n'y ait pas de critère dimensionnant « naturel » (ceci sera explicité en partie 5.2.4).

Nous présentons en partie 5.3 des outils logiciels permettant d'aider au dimensionnement ; et terminerons par une brève étude de cas à partir de l'un de ces logiciels, qui fera l'objet de la partie 5.4.

### 5.1 Effets des modifications sur l'échangeur

Nous nous proposons dans cette partie de revenir au rôle des différentes grandeurs intervenant dans la fabrication et dans l'installation de corbeilles. En effet, la modification de certains de ces paramètres a des conséquences importantes. Optimiser ces paramètres a un intérêt économique immédiat. Toutefois, il n'y aura généralement pas *une* bonne solution : des compromis resteront à trouver selon ce que l'on souhaite optimiser (surface au sol, nombre et taille des trous à creuser, consommation des auxiliaires, volume de fluide caloporteur, ...).

En particulier, un paramètre est très flexible : le pas de la corbeille. Celui-ci est adaptable pour parvenir à générer beaucoup de solutions.

#### 5.1.1 Diamètre de la corbeille

La perturbation thermique varie, en première approximation, de manière inversement proportionnelle au rayon de la corbeille (cf. formule 4.6, ou de manière plus directe la formule 4.15). Du point de vue d'un installateur, une idée pourrait alors être de diminuer le rayon de la corbeille, et de multiplier le nombre de corbeilles à poser par un même coefficient. En effet, le volume de terrain excavé est proportionnel au nombre de corbeille, et également au carré du diamètre. Ce volume se trouverait donc divisé par le coefficient évoqué.

Ceci nous semble toutefois avoir des limites : en effet, la distance à respecter entre corbeilles n'évolue pas du tout de la même manière, et il faudra une surface d'implantation plus grande. De surcroît, le temps passé à connecter chaque corbeille aux collecteurs n'est pas compressible.

La recharge thermique est également affectée, via le coefficient  $d_+$ .

Par rapport à la géométrie actuelle, il nous semble possible d'augmenter un peu le diamètre de la corbeille. Une simulation présentant l'effet thermique sur le long terme a été réalisée en partie 3.5.3 :

l'augmentation de diamètre permettait de diminuer la taille du champ de corbeilles en conservant approximativement les températures.

### 5.1.2 Hauteur de la corbeille

La hauteur de la corbeille a avant tout une influence sur la puissance que l'on peut demander à une corbeille. Par exemple, si une installation fonctionne avec  $N$  corbeilles d'un type donné, une installation avec  $2N$  corbeilles de hauteur deux fois moindre aura approximativement le même fonctionnement du point de vue des perturbations thermiques (cf. formules 4.6 et 4.5). Toutefois, la profondeur d'implantation sera modifiée, de sorte que la température sans perturbation sera susceptible de varier également ; et la recharge thermique naturelle s'en trouvera également affectée. Aux profondeurs et hauteurs de corbeilles considérées, ceci ne devrait pas poser de problèmes thermiques.

Le volume de terre à déblayer est plus élevé pour  $2N$  corbeilles de hauteur deux fois moindre, à cause du volume situé entre le haut de la corbeille et la surface ; et la taille du bras de l'outil de chantier dépend de la profondeur de l'excavation, et donc indirectement de la hauteur de la corbeille.

Par rapport à la géométrie actuelle, il nous semble possible d'augmenter la hauteur de la corbeille à environ 3 m, en posant le fond vers 4 m de profondeur. Ceci est réalisable si le terrain ne s'éboule pas. Une simulation présentant l'effet thermique sur le long terme a été réalisée en partie 3.5.3 : l'augmentation de hauteur permettait de diminuer la taille du champ de corbeilles en conservant approximativement les températures.

### 5.1.3 Longueur de l'hélice

A hauteur  $H$  constante, la longueur hélicoïdale  $L_{tot}$  n'a qu'un seul effet thermique : la résistance thermique entre le fluide caloporteur et le sous-sol est inversement proportionnelle à  $L_{tot}$  (cf. formules 1.3 et 1.4). Ceci n'est pas négligeable : en considérant un fonctionnement à 1000 W, on peut estimer que la corbeille Terra-Spiral impliquera un écart de température entre le fluide caloporteur et le sous-sol proche de 2,7 K, répartis en 1,9 K pour l'écoulement et 0,8 K pour la paroi polyéthylène.

Toutefois, réduire la longueur de la corbeille permettrait également de diminuer les pertes de charge et le volume de glycol, ces trois paramètres évoluant dans les mêmes proportions. Diminuer la longueur de l'hélice, en augmentant le pas, nous semble réalisable si l'augmentation de résistance thermique peut être restreinte par ailleurs.

Une simulation numérique présentant l'influence du pas, et donc de la longueur hélicoïdale, a été réalisée en partie 3.5.2.

### 5.1.4 Profondeur d'implantation

La profondeur d'implantation a deux impacts thermiques : une sur les températures sans perturbation, l'autre sur la recharge thermique naturelle. Plus la corbeille est implantée bas dans le (proche) sous-sol, plus les températures sans perturbation seront stables, proches de la température moyenne à l'année. La figure 1.3 permet de vérifier les ordres de grandeur. Les corbeilles doivent être implantées suffisamment en profondeur pour éviter que les températures sans perturbation soient trop faibles en hiver et trop élevées en été ; et également trop influencées par la température extérieure au cours de la journée. Bien que l'ordre de grandeur dépende de la nature du sol, il semble raisonnable de placer le haut de la corbeille à une profondeur comprise entre 0,7 m et 1,2 m.

La recharge thermique naturelle est également affectée par cette profondeur. Globalement, le sol se comporte de manière d'autant plus capacitive que la corbeille est implantée en profondeur. Autrement dit, les écarts de température varieront plus lentement ; mais ceci aura à la fois un

rôle bénéfique (phase d'utilisation de la corbeille) et un rôle néfaste (il faudra plus de temps pour régénérer le sous-sol pendant la phase de relaxation).

En raisonnant sur les volumes de terrain à déblayer, il est plus intéressant de ne pas enfouir la corbeille trop en profondeur. Par rapport aux températures du sous-sol à l'état non-perturbé et à un possible impact thermique de la corbeille sur la surface, il nous semble raisonnable d'avoir au moins 0,8 m de terre au-dessus de la corbeille, et de recommander une hauteur d'environ 1 m. Les réalités de l'installation (climat, besoins énergétiques, tenue mécanique du terrain) peuvent être prises en compte pour corriger à la marge ces recommandations.

La figure 1.3 donne un exemple de l'impact de la profondeur d'implantation sur les températures de sous-sol sans perturbation thermique.

### 5.1.5 Diamètre nominal du tube et Standard Dimension Ratio

Le régime d'écoulement employé étant généralement laminaire, le diamètre nominal du tube employé n'a aucune influence sur la résistance de l'écoulement (cf. formule 1.4). En revanche, la résistance à la conduction du tube sera d'autant plus faible que le SDR, rapport entre diamètre nominal et épaisseur de tube, sera élevé (cf. formule 1.3, en écrivant  $\frac{r_e}{r_i} = \frac{1}{1-2/SDR}$ ). Tant que les contraintes mécaniques sont supportées, un SDR élevé est donc à privilégier.

En revanche, le rayon hydraulique du tube a un effet sur les pertes de charge. En conservant la puissance du circulateur, on conserve également la vitesse et donc le temps de parcours au sein de deux tubes de même longueur, même si les rayons hydrauliques diffèrent. Autrement dit, si le rayon hydraulique est multiplié par un coefficient donné, le débit de fluide va être multiplié par le carré de ce coefficient. Il en va de même pour la quantité de fluide caloporteur nécessaire.

Il y a un effet thermique indirect lors de l'augmentation du diamètre nominal : à puissance géothermique constante, l'augmentation du débit de fluide caloporteur implique que la température de réinjection est augmentée (en mode chauffage), de telle sorte que le compresseur travaille moins. Le coefficient de performance se trouve amélioré.

On peut également augmenter le diamètre nominal dans le but de diminuer la puissance du circulateur, tout en conservant le même débit. Ceci permet de réduire les consommations des auxiliaires. Augmenter le diamètre des tubes a ainsi pour conséquence un investissement plus élevé (prix du tube, volume de glycol) à relativiser par rapport à une possible économie sur le circulateur. En fonctionnement, les coûts peuvent être réduits, soit grâce à des températures plus stables impliquant des COP plus élevés, soit grâce à une diminution de la consommation du circulateur. Ceci est à rapprocher des résultats récapitulés en figure 4.7 : il a été montré qu'une diminution de la consommation des auxiliaires pouvait être liée à une diminution de la puissance de la pompe à chaleur. Ceci entraîne de nouveau une réduction des coûts : à la fois à l'investissement (économies sur la pompe à chaleur) et sur le fonctionnement (diminution de la puissance nécessaire au compresseur).

Malgré un nécessaire bilan économique pour préciser ces coûts, il nous semble particulièrement intéressant d'augmenter le diamètre nominal du tube, à SDR constant.

### 5.1.6 Fluide caloporteur

Pour choisir le fluide caloporteur approprié, son point de gel est une considération critique. La capacité calorifique peut également influencer sur ce choix, dans la mesure où l'utilisation d'un fluide de forte capacité calorifique peut permettre de diminuer le débit et/ou l'écart de température entre retour et réinjection, tout en gardant constante la puissance géothermique extraite.

La viscosité du fluide caloporteur est également primordiale : plus elle sera faible, plus on pourra diminuer la puissance du circulateur. A ce titre, il est important de considérer non pas la viscosité à température ambiante, mais à des températures d'environ -5°C, susceptibles de correspondre à

celles utilisées en hiver. Dans le cas du Mono-Propylène Glycol (MPG), cet aspect est à surveiller lorsque l'on fixe le point de congélation, et donc la dilution souhaitée.

Comme la viscosité augmente généralement lorsque la température diminue, on constatera que les débits sont plus faibles en mode « chauffage » qu'en mode « rafraîchissement ».

### 5.1.7 Profils du tube

Jusqu'à présent, tous les calculs ont été réalisés pour des tubes circulaires lisses. Dans la mesure où la résistance thermique principale entre le fluide caloporteur et le sous-sol est celle de l'écoulement laminaire, une piste d'amélioration consiste à considérer des tubes profilés. Ce raisonnement vaut également pour les autres types d'échangeurs géothermiques fonctionnant à l'eau et à l'eau glycolée.

Plusieurs types de tubes profilés existants peuvent être comparés au tube de référence, au niveau du transfert thermique comme au niveau des pertes de charge. Il s'agit :

- du tube circulaire rugueux,
- du tube rainuré avec des rainures droites (en creux ou en relief),
- du tube rainuré avec des rainures hélicoïdales (en creux ou en relief),
- du tube rainuré avec des rainures en vaguelettes, c'est-à-dire de formes sinusoïdales (en creux ou en relief),
- du tube rainuré avec des rainures en V (en creux ou en relief),
- du tube ovale, qui peut également être rainuré.

Plusieurs profils de cette liste sont représentés sur la figure 5.1, issue de [57].

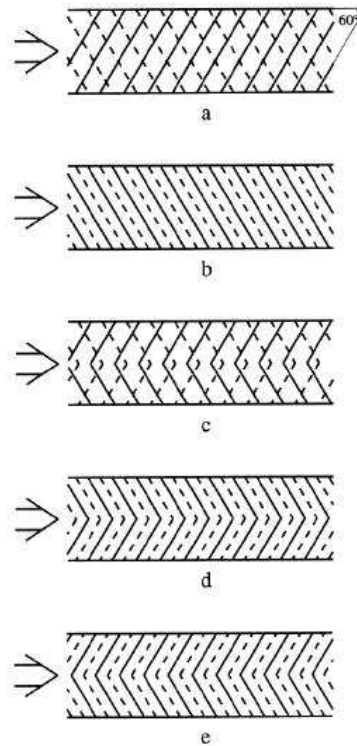


FIGURE 5.1 – Différents profils de tube (image extraite de [57])

Une autre piste consiste à reproduire la peau du requin (cf. figure 5.2), ou à faire des rainurages triangulaires (cf. figure 5.3) en portant une attention particulière aux hauteurs des triangles et à

la distance qui les sépare. Ces profils ont été réalisés sur des plaques planes (Elena Sanz García, [57]), et peuvent conduire à des améliorations comme à des diminutions des performances, selon la géométrie choisie : ce phénomène complexe est étudié dans une thèse, d'un point de vue hydraulique (Ricardo García Mayoral, [58]).

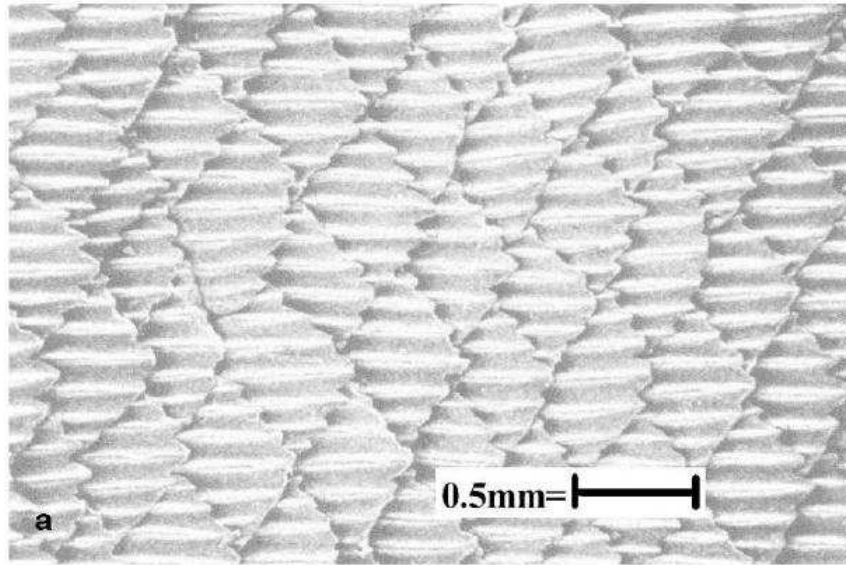


FIGURE 5.2 – Peau de requin (image extraite de [57])

Une manière d'étudier ces profils est proposée en annexe (partie D).

De façon indépendante, la société BetaTherm mentionne cette même idée pour ses corbeilles géothermiques (ceci a été constaté en juin 2012). Le profil utilisé est le tube à rainures hélicoïdales (en relief). L'étude permettant d'étayer les résultats n'est à notre connaissance pas disponible ; toutefois, la société affiche sur son site Internet une diminution de 20% des pertes de charges, et un transfert thermique augmenté jusqu'à 30%, sans préciser les conditions d'étude.

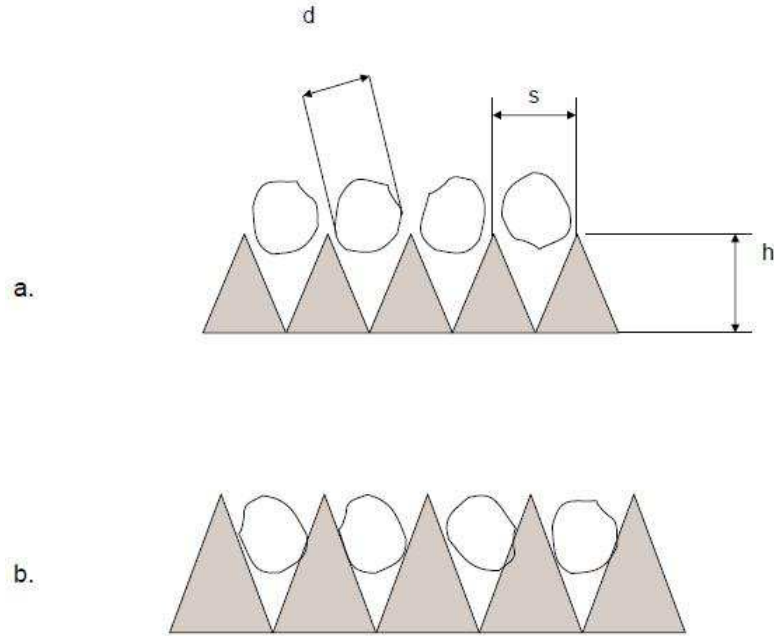


FIGURE 5.3 – Etude de riblets (image extraite de [57])

### 5.1.8 Propositions de modifications

Des résultats numériques sur les ordres de grandeur des améliorations liées aux profils de tube sont nécessaires avant de chiffrer les améliorations d'une nouvelle géométrie et de garantir une bonne cohérence d'ensemble. Les propositions d'amélioration que nous suggérons consistent à :

- augmenter le diamètre nominal, en conservant le SDR (DN32, SDR11) ;
- utiliser un profil non lisse, et éventuellement ovale ;
- augmenter la hauteur  $H$  à 3 m, tout en continuant à placer le haut de la corbeille à des profondeurs comprises entre 0,7 m et 1,2 m sous la surface (soit un trou d'environ 4 m de profondeur) ;
- si possible augmenter le rayon moyen  $R$ , dans la mesure où le produit  $H \times R$  augmentera de façon plus importante avec  $R$  qu'avec  $H$  ;
- augmenter le pas  $p$  de manière conséquente,
- augmenter la longueur des jonctions à la partie hélicoïdale, afin de pouvoir les fixer directement sur les collecteurs lors de l'installation, et d'éviter ainsi de placer des jonctions à thermosouder.

Par exemple, pour fixer des ordres de grandeur : il est possible d'utiliser une couronne de 100 m de tube en DN32 pour réaliser une couronne telle que  $H = 3$  m,  $R = 0,8$  m, et  $p = 0,2$  m. Dans ce cas,  $L_{tot} \simeq 75,5$  m, et il reste près de 25 m pour les raccords (dont la partie qui doit remonter la hauteur  $H$  de la corbeille). Ceci permet de placer la corbeille à une distance maximale d'environ 10 m du collecteur. On peut alors placer jusqu'à 6 corbeilles en ligne en respectant un entr'axe de 4 m (avec des jonctions tendues).

Avec de telles dimensions, le produit  $H \times R$  serait doublé, ce qui permettrait en première approximation de diviser par deux le nombre de corbeilles à installer, à performance thermique égale.

Le volume de terre à déblayer, pour une profondeur d'implantation de 1 m, vaut environ  $8 \text{ m}^3$  par corbeille (en plus de la tranchée) ; et le volume de fluide caloporteur est d'environ 54 L par corbeille (à ajouter au volume de fluide nécessaire entre la pompe à chaleur et les collecteurs).

Toutefois, avec un profil lisse, la résistance thermique de la partie hélicoïdale serait de  $3,3 \cdot 10^{-3} \text{ K/W}$ , alors qu'elle est actuellement de  $2,6 \cdot 10^{-3} \text{ K/W}$ . C'est pourquoi une telle modification serait plus

aisée à envisager si la résistance thermique de l'écoulement était diminuée.

## 5.2 Dimensionnement d'un champ de corbeilles

A notre connaissance, les règles de dimensionnement des échangeurs compacts sont données par des « règles du pouce ». A l'instar des sondes verticales, il est courant de donner une puissance géothermique par échangeur, pour un fonctionnement sur pompe à chaleur de 1800 h dans l'année. L'ouvrage qui fait référence, pour les sondes verticales, est nommé « VDI 4640 » ([28]). Toutefois, certains auteurs sont critiques par rapport à ces données : Daniel Pahud les trouve trop optimistes pour un fonctionnement à 1800 h ([11]) ; et pour Klaus Ramming ([37]), « les données de la VDI 4640 sont relativement imprécises, et certaines combinaisons entre les puissances spécifiques soutirables et les distances entre tubes ne sont pas non plus raisonnables ».

En section 5.1.1 de la partie 2, la VDI 4640 précise qu'il faut raisonner en énergie soutirée annuellement, et non pas en puissance. De plus, ces données correspondent à des besoins de chauffage en Allemagne. Selon un échange en mars 2011 avec l'entreprise allemande BetaTherm, les 1800 h de fonctionnement correspondent à une étude menée il y a environ vingt ans. Suite à cette étude, il a été constaté que les pompes à chaleur fonctionnaient en moyenne 1800 h par an lorsqu'elles satisfaisaient les besoins de chauffage seuls. Il ne s'agirait donc même pas d'une recommandation de durée de fonctionnement ; mais d'un dénominateur commun constaté *a posteriori*, sur divers bâtiments de cette époque et selon les différentes pompes à chaleur alors disponibles sur le marché.

Quant aux corbeilles, les règles du pouce données par BetaTherm et RYB-Terra nous semblent en cohérence entre elles. En effet, d'après la théorie développée, deux corbeilles ont un fonctionnement comparable (cf. notamment l'équation 4.15) lorsque le produit  $H \times R$  de la hauteur par le rayon moyen est le même : physiquement parlant, le flux surfacique issu du sous-sol, pris au niveau de la corbeille, est alors conservé. Ceci ne signifie toutefois pas que les comportements soit précisément identiques, car d'autres paramètres interviennent.

Pour sa corbeille Terra-Spiral ( $H \times R = 2,4 \times 0,5 = 1,2 \text{ m}^2$ ), RYB-Terra indique un fonctionnement à 700 W en sol sec et 1 kW en sol humide ([33]). Pour sa corbeille Basic ( $H \times R = 1,2 \times 0,95 = 1,14 \text{ m}^2$ ), BetaTherm indique un fonctionnement de 700 W à 1 kW ([30]). Les deux entreprises s'appuient sur 1800 h de fonctionnement.

L'étude [38], commandée en Suisse pour le BFE (*Bundesamt für Energie*) et réalisée par GeoWatt AG, aboutit à une préconisation de 500 W par corbeille, pour 1800 h de fonctionnement et à une altitude de 400 m au-dessus du niveau de la mer. La corbeille étudiée ici a des dimensions  $H \times R = 2 \times 0,25 = 0,5 \text{ m}^2$ . Si l'on considère que la puissance annoncée est en première approximation proportionnelle au produit  $H \times R$  (cf. toujours équation 4.15), ce résultat reste en cohérence.

Ces règles du pouce ont le grand mérite d'être faciles à utiliser. Si l'on se trouve dans une situation dans laquelle une pompe à chaleur restitue 10 kW, avec un COP de 5 (soit 8 kW géothermiques), il faudra 8 corbeilles pour un sol humide.

Toutefois, nous émettons des réserves sur ce type de raisonnement. D'abord parce que le COP est donné dans une configuration bien précise, et ne reflète pas forcément le coefficient de performance saisonnier de la pompe à chaleur, qui lui-même dépend de l'installation géothermique. Ensuite parce que ces règles ont été émises en Allemagne, où les habitudes en terme de chauffage et les durées des saisons froides ne sont pas forcément extensibles aux autres cas de figure. De surcroît, la notion même de saison de chauffe dépend du type de bâtiment considéré, et de ses besoins thermiques : d'importantes évolutions ont eu lieu depuis vingt ans, notamment avec les réglementations thermiques successives. Enfin parce qu'il nous semble possible de remettre en question le fonctionnement sur 1800 h. Comme nous l'avons montré en partie 4.3.3, et malgré quelques réserves relatives à la consommation des auxiliaires, il nous semble intéressant d'envisager une pompe à chaleur qui fonctionnerait de la manière la plus continue possible, en délivrant de faibles puissances.

Par ailleurs, la compréhension sur le terrain de la règle nous semble biaisée. Admettons qu'un client souhaite produire de l'eau chaude sanitaire, en faisant fonctionner un champ de corbeille 5 h

par jour, soit 1 825 h par an. Le risque existe que l'on se rapporte aux règles du pouce préalablement données. Pourtant, le comportement thermique du sous-sol n'est pas le même pour l'eau chaude sanitaire (soutirage quotidien de durée régulière) et pour les besoins de chauffe (soutirage dépendant de la saison, avec existence d'une saison chaude « de relaxation thermique du sous-sol »). En particulier, dans le cas de la production d'eau chaude sanitaire, le soutirage de puissance chaque jour rend impossible un dimensionnement qui assurerait un retour aux valeurs de températures non-perturbées ; alors que ce critère est aisément vérifié dans le cas d'installation « chauffage seul », lorsque la saison chaude a une durée suffisante.

La démarche qui nous semble la plus pertinente est de revenir à l'évolution annuelle des besoins thermiques de l'installation à chauffer. Il nous semble également utile de pouvoir nous appuyer sur des outils, à l'image de ceux présentés en partie 5.3. De premiers ordres de grandeur peuvent être donnés sans avoir recours à de tels outils, mais l'expérience de terrain est nécessaire pour les valider ; de plus, ces ordres de grandeur risquent d'être remis en question avec les évolutions technologiques (comportement thermique du bâtiment, générations de pompes à chaleur), les conditions extérieures (réchauffement climatique, hivers plus ou moins rigoureux), ainsi qu'avec les habitudes des utilisateurs (gestion des apports solaires, températures de consigne).

### 5.2.1 Caractérisation des besoins d'un bâtiment

Il semble extrêmement difficile de déterminer les besoins thermiques d'un bâtiment, qui dépendent notamment grandement des utilisateurs. Ce thème fait l'objet d'autres recherches, et sort du cadre de cette thèse. Nous proposons d'utiliser des modèles simples, qui ne prennent nullement en compte l'inertie du bâti, et de nous appuyer sur les diagnostics de performance énergétique (DPE) pour estimer de premières valeurs numériques.

#### A partir d'un diagnostic de performance énergétique

Dans les méthodes de calcul actuelles du DPE ([59]), des températures standardisées apparaissent : pour simplifier, nous parlerons d'une température de consigne en chauffage,  $T_{cons,c}$ . Notons  $x^+ = x$  pour  $x \geq 0$  et  $x^+ = 0$  pour  $x \leq 0$  ; ainsi que  $T_{ext}(t)$  la température extérieure. Comme les calculs négligent les inerties — à ceci près que l'on emploie des moyennes de températures sur une heure —, la puissance de chauffage nécessaire à l'instant  $t$  vaut  $P_{cons,c}(t) = GV \times (T_{cons,c} - T_{ext}(t))^+$ . Le coefficient  $GV$ , qui s'exprime en W/K, est calculé à partir de nombreuses données d'entrées, et en particulier l'isolation du bâtiment, ses surfaces vitrées, et son renouvellement d'air.

Ce coefficient  $GV$  nous serait utile pour modéliser le bâtiment dans nos simulations. Malheureusement, il n'apparaît pas sur le DPE, et son calcul direct est fastidieux, puisqu'il nécessite de retrouver les surfaces des différents éléments d'enveloppe et les matériaux utilisés. Nous proposons de le recalculer à partir de données disponibles sur le DPE, à l'exception de l'altitude du bâti, qui reste à retrouver.

Sur le DPE, l'énergie finale de chauffage à l'année  $\mathcal{E}_{cons,c}$  apparaît, ou plus exactement la consommation annuelle de chauffage  $Bch$  en kWh<sub>EF</sub>. Nous écrivons  $\mathcal{E}_{cons,c}$  en unité SI, c'est-à-dire en Joule : la valeur numérique est donc 3 600 000 fois plus élevée.

Comme  $\mathcal{E}_{cons,c} = \int_{an} P_{cons,c}(t)dt$ , le lien entre les besoins de chauffage et le coefficient  $GV$  se fait via le coefficient  $DHcor$ , coefficient qui représente la somme par heure de l'année de  $(T_{cons,c} - T_{ext}(t))^+$ . On a l'égalité :

$$GV = 1000 \frac{Bch}{DHcor} \quad (5.1)$$

où  $GV$  s'exprime en W/K,  $Bch$  en kWh<sub>EF</sub>, et  $DHcor$  en K.h.

$DHcor$  se retrouve aisément à partir du département et de l'altitude du bâti. Une feuille de calcul a été réalisée pour automatiser cette étape.



Cette méthode pourra être adaptée lors de l'entrée en vigueur, le 1<sup>er</sup> janvier 2013, d'un nouveau texte de loi ([60]) : en effet, les besoins de chauffage tiendront compte des pertes récupérables des systèmes (Prs1 et Prs2), qui ne seront pas proportionnelles à l'écart des températures intérieure/extérieure.

### Sans diagnostic de performance énergétique

En l'absence de DPE, le coefficient  $GV$  donné par la formule 5.1 est difficile à calculer. Toutefois, les méthodes d'estimation qui existaient aux débuts des réglementations thermiques nous donnent des indicateurs, bien qu'ils doivent être utilisés avec précaution (on leur reproche en particulier de ne pas tenir compte de la compacité du bâti).  $GV$  peut s'exprimer comme le produit du volume  $V$  du bâti par un coefficient  $G$  dépendant de l'âge de ce bâti. Ces estimations peuvent varier selon les sources ; nous avons opté pour les répartitions suivantes :

- $G = 2 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$  pour une habitation sans isolation ;
- $G = 1,8 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$  pour une habitation sur dalle seule ;
- $G = 1,6 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$  pour une habitation avec une faible isolation (années 1970) ;
- $G = 1,2 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$  pour une habitation avec une isolation moyenne (années 1980) ;
- $G = 0,9 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$  pour une habitation avec une bonne isolation (années 1990) ;
- $G = 0,75 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$  pour une habitation répondant à la RT 2000 (neuf) ;
- $G = 0,65 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$  pour une habitation répondant à la RT 2005 (neuf).

Nous n'avons pas encore trouvé de propositions de valeurs pour la RT 2012. De plus, nous attirons l'attention du lecteur sur le fait qu'il s'agit ici d'ordres de grandeur, qui ont le mérite d'exister mais peuvent s'avérer relativement imprécis.

### Besoins finaux de puissance thermique

La puissance finale nécessaire pour chauffer le bâti s'exprime sous la forme

$$P_{bat}(t) = GV \times (T_{cons,c} - T_{ext}(t))^+ \quad (5.2)$$

En fixant la température de consigne à 18°C, on doit retrouver peu ou prou l'estimation des besoins de chauffage donnée par le DPE, effectuée avec une telle valeur de consigne. Parmi les outils présentés en partie 5.3, ceux qui n'ont pas de modélisations fines du bâtiment reposent sur ce principe. Il est possible d'indiquer des températures de consigne pour le chauffage ( $T_{cons,c}$ ) comme pour le rafraîchissement ( $T_{cons,f}$ ). Le calcul des besoins en rafraîchissement s'exprime sous forme

$$P_{bat}(t) = -GV \times (T_{ext}(t) - T_{cons,f})^+ \quad (5.3)$$

Le choix du signe permet de différencier les besoins en chauffage et en refroidissement, en conservant une cohérence par rapport aux conventions prises au niveau géothermique.

Les valeurs obtenues ne peuvent être considérées que comme des ordres de grandeur, qu'elles soient évaluées avec ou sans diagnostic de performance énergétique. Malgré les imprécisions, elles peuvent s'avérer utiles lors des rénovations, pour lesquelles des simulations fines ne sont généralement pas disponibles.

#### 5.2.2 Dimensionnement de la pompe à chaleur

Si l'on se refuse tout appoint annexe, la pompe à chaleur est dimensionnée selon la puissance maximale qu'elle devra être à même de livrer au bâtiment. Cette solution nous semble mauvaise pour deux raisons :

- une pompe à chaleur nécessite une alimentation électrique ou sur gaz naturel pour faire fonctionner son compresseur : un appoint de même nature est techniquement faisable, et ne change pas la philosophie de consommation énergétique ;
- une pompe à chaleur surdimensionnée va effectuer des cycles courts et refroidira plus le fluide caloporteur qu'une pompe à chaleur de puissance moindre (cf. partie 4.3.3), ce qui impliquera une diminution du coefficient de performance.

Jacques Bernier propose un exemple de dimensionnement en fixant comme critère l'optimum de consommation énergétique ([14]). Sa base de calcul est une maison de 135 m<sup>2</sup> en région parisienne, ayant des déperditions thermiques de 7,3 kW par -7°C extérieur. Les degrés-jours unifiés valent  $DJU = 2408$ , et les besoins énergétiques annuels sont de 12 266 kWh.

Bien qu'une pompe à chaleur de 7 kW ne nécessitera pas de chauffage d'appoint, il montre que le meilleur choix sur le plan énergétique est une pompe à chaleur de puissance 4 kW. La consommation de l'appoint est pratiquement nulle (la valeur n'est pas donnée numériquement, mais le résultat est visible sur un graphe). Remarquons que la durée de fonctionnement de la pompe à chaleur, estimée comme étant le rapport entre les besoins énergétiques et la puissance, est alors d'environ 3 000 heures, ce qui est très éloigné des 1 800 heures ou des 2 400 heures sur lesquelles s'appuient généralement les dimensionnements en puissance (cf. par exemple VDI 4640, [28]).

Toutefois, le sous-dimensionnement n'est pas non plus souhaitable, puisque le rendement d'une pompe à chaleur est nettement supérieur à celui d'un appoint. Dans le cas étudié par Jacques Bernier ([14]), l'impact du surdimensionnement sur la consommation énergétique est moindre que celui du sous-dimensionnement.

C'est pourquoi il nous apparaît indiqué de faire le choix d'une pompe à chaleur qui couvre l'essentiel des besoins annuels, par exemple 90% ou 95%, et d'utiliser un appoint lorsque la pompe à chaleur seule n'est pas suffisante pour faire face à des conditions extrêmes.

### 5.2.3 Choix du terrain

#### Humidité et ensoleillement

*A priori*, l'humidité du sous-sol est à rechercher, car elle permet d'obtenir des valeurs plus élevées pour la conductivité thermique comme pour la capacité calorifique. De plus, le stock de chaleur latente disponible est supérieur.

Les modèles développés ne prennent pas en compte l'ensoleillement spécifique au lieu d'implantation, si ce n'est via les températures sans perturbation. Si jamais l'ensoleillement a un effet visible sur les températures du sous-sol en profondeur, il faudrait connaître la zone d'effet, qui ne se situe probablement pas à la seule verticale du lieu ensoleillé. Il faudrait également connaître l'effet en terme de migration de l'humidité. De telles recherches n'ont pas pu être effectuées dans le cadre de cette thèse.

#### Type de sol

Sur le terrain, le sous-sol rencontré est généralement peu modulable, de telle sorte qu'il faudra généralement s'en contenter. Il est cependant possible d'utiliser un matériau de remblai.

Globalement, il faut chercher à avoir des effusivités importantes, c'est-à-dire des valeurs élevées pour la conductivité thermique comme pour la capacité calorifique. Alors qu'une capacité calorifique élevée est toujours à rechercher, le rôle de la conductivité thermique est ambivalent :

- une conductivité thermique élevée permet de réduire l'écart de température dans le sous-sol au voisinage de la corbeille, et donc au niveau du fluide caloporteur ;
- une diffusivité thermique élevée augmente les distances à respecter avec les obstacles (fondations, canalisations, ...) et les autres échangeurs ;
- une diffusivité thermique élevée implique des températures de proche sous-sol (sans perturbation) plus faibles en hiver et plus élevées en été, ce qui va à l'encontre des besoins de chauffage et de rafraîchissement.

Les avantages semblent généralement prendre le pas sur les inconvénients, de sorte que le terrain idéal a à la fois une capacité calorifique élevée et une conductivité thermique élevée.

D'après les simulations numériques, il peut être intéressant de remblayer avec un tel terrain une corbeille implantée dans un sous-sol de mauvaise conductivité thermique. En effet, la température du remblai est « contrainte » par la température du sol alentour, de sorte que la température sans

perturbation est plus stable au long de l'année (relativement élevée en hiver, relativement faible en été). De plus, si le remblai a une extension radiale suffisante (environ deux à trois fois le diamètre de la corbeille), ce sont ses propriétés qui viennent s'imposer pour le calcul de l'écart de température. Ainsi, on peut bénéficier à la fois de températures non perturbées plus propices que dans un sol de même type que le remblai, et d'un écart de température plus faible que dans un sol de même type que le terrain initial.

### Présence de nappes circulantes

Dans le cas de nappes circulantes et lorsque le terrain le permet, il faut essayer de ne pas placer de corbeille en aval d'une autre corbeille : le cas échéant, elle subirait l'effet de la « tâche thermique » de la corbeille en amont.

D'après les simulations, la présence de nappes circulantes permet d'éloigner la tâche thermique de la corbeille, et de travailler à des températures plus favorables. Les effets d'une nappe sont détectables thermiquement lorsque les vitesses sont de l'ordre de 0,2 m/jour ; et lorsqu'elles atteignent 1 m/jour, l'effet thermique est tellement important que les modèles axisymétriques ne permettent pas de retrouver les bons ordres de grandeur. Ces données numériques sont toutefois à prendre avec précaution, dans la mesure où le modèle développé pour la circulation de nappe est extrêmement simpliste.

### Distances à respecter

Le rôle de l'entr'axe entre corbeilles est vérifiable en comparant les résultats donnés par les calculs qui s'appuient sur les formules 4.6 et 4.10. Pour une corbeille de type Terra-Spiral, on peut estimer qu'un entr'axe de 4,5 m a globalement un impact assez faible, même dans le pire des cas (schéma d'implantation en motifs hexagonaux, ramené à un sous-sol « cylindrique »). Dans le cas d'une implantation en ligne, cet entr'axe peut être diminué. Bien que ceci dépende des terrains et des utilisations, on peut considérer que des entr'axes supérieurs à 4 m sont adaptés à ces corbeilles. Ceci étant, le sous-sol entre deux corbeilles subira l'effet des deux corbeilles, et sa recharge thermique naturelle durera d'autant plus longtemps que l'entr'axe sera petit.

Pour éviter de grandes longueurs d'installations hydrauliques, les corbeilles sont systématiquement implantées au voisinage du bâtiment à chauffer (ou à rafraîchir). Ceci ne semble pas devoir être remis en question, à condition de respecter certaines distances avec les autres installations. Bien que ces distances dépendent du type de terrain et de l'énergie à soutirer, on peut considérer qu'une corbeille aura un effet thermique relativement limité à 3 ou 4 m de ses bords. En première approximation, la distance entre l'axe de la corbeille et le bâtiment devrait être à peu près égale à l'entr'axe permettant de considérer que la corbeille se situe dans un milieu infini (soit  $2 \times r_\infty$  à partir de la formule 4.10). Cette distance peut être affinée en fonction des écarts de température tolérés, en faisant tourner les modèles numériques. Nous rappelons toutefois le cas de l'expérience présentée en partie 3.4.2, qui montre un impact en température plus élevé sur le terrain que prévu par la simulation, et dont les causes ne sont pas identifiées avec certitude.

Aussi semble-t-il opportun de garder les règles classiques d'implantation. BetaTherm propose même un écart minimal à respecter entre le bâtiment et les échangeurs compris entre 1,5 et 2 m (cf. [30]), ce qui semble toutefois faible. Le risque d'augmenter les déperditions du bâtiment pour alimenter la corbeille en énergie thermique semble significatif.

Il faudra également se méfier des racines des arbres, susceptibles de percer un trou dans l'échangeur.

### Schéma d'implantation des corbeilles

Dans l'idéal, il faut maximiser l'écart entre corbeilles, et minimiser le nombre de corbeilles à proximité « immédiate » d'une autre corbeille. Sur de petites installations, l'implantation en ligne est généralement une bonne solution.

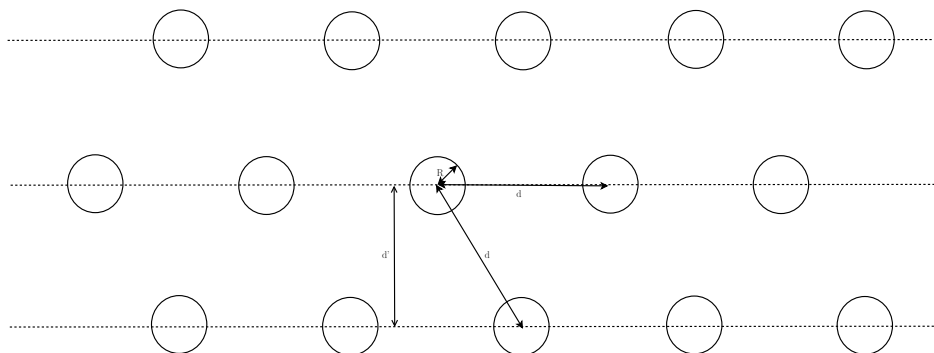


FIGURE 5.4 – Implantation avec des motifs hexagonaux

Lorsque la place disponible est vraiment réduite, la configuration qui permet de placer le plus de corbeilles tout en respectant un entr'axe donné consiste à faire des motifs hexagonaux. Autrement dit, il faut réaliser des implantations en lignes parallèles, en réalisant un décalage d'une ligne à l'autre (cf. figure 5.4, où  $d$  représente l'entr'axe entre les corbeilles et  $d' = d \frac{\sqrt{3}}{2} \simeq 0,87d$ ).

### 5.2.4 Critères de dimensionnement

Pour les sondes verticales, la VDI 4640 retient deux critères, dans la section 5 de sa partie 2. Ceux-ci portent sur la température de retour du fluide caloporteur, ou plus précisément à son écart par rapport à la température qu'il aurait eue si la sonde tournait « à vide », c'est à dire en faisant tourner le circulateur mais pas la pompe à chaleur. Cet écart de température doit rester inférieur à 11°C dans la durée, c'est-à-dire à l'échelle de la semaine ; et ses pointes doivent être inférieures à 17°C.

Ces critères sont aisément compréhensibles, et la température de retour du fluide caloporteur est relativement facile à mesurer. Toutefois, ils ont des limites importantes :

- ils portent sur la température du fluide caloporteur seul, et donc seulement indirectement sur celle du sous-sol ;
- il n'est fait référence à aucune température en valeur absolue ;
- dans le cas des corbeilles, il est possible de réduire artificiellement cet écart de température, en employant un débit faible et un important écart de température au niveau de la pompe à chaleur, au détriment du fonctionnement du compresseur.

Dans le cas d'une utilisation classique de corbeilles pour le chauffage d'un bâtiment (et éventuellement le rafraîchissement si la pompe à chaleur est réversible), les critères que nous préconisons sont présentés ci-après.

### Pérennité du système

Du point de vue de la thermique, la pérennité du système nous semble assurée dans le cas d'une utilisation classique, où le champ de corbeille n'extrait pas d'énergie thermique pendant une saison chaude d'une durée suffisamment longue (environ quatre à cinq mois dans le pire des cas). Si les températures extérieures et les besoins en puissance thermique étaient exactement les mêmes d'une année sur l'autre, et qu'il n'y ait pas de vieillissement du système, les températures obtenues au cours de la troisième année d'utilisation, voire même de la deuxième, seraient celles que nous pourrions attendre pour les années suivantes.

En revanche, nous n'avons pas pu avoir de résultats sur la pérennité mécanique du système. A force de changements de volumes, il est possible que les cycles de gel/dégel finissent par créer une résistance thermique élevée entre l'extérieur de la corbeille et le sous-sol. Il est également possible que le terrain se retasse de lui-même, et que cet effet ne soit jamais visible. Nous ne sommes pas en mesure d'apporter une réponse à cette interrogation.

## Températures extrêmes du fluide caloporteur

Lorsque la température de réinjection de l'eau glycolée chute sous un certain seuil pendant la saison froide, les coefficients de performance diminuent de manière importante ; et il en va de même lorsque cette température devient trop élevée pendant la saison chaude.

En fonction de la pompe à chaleur utilisée, et éventuellement de la région, nous suggérons de fixer une gamme de températures dans laquelle devrait rester la température médiane. Celle-ci pourrait par exemple être fixée de  $-10^{\circ}\text{C}$  à  $40^{\circ}\text{C}$ , cette fourchette semblant déjà large.

## Températures médianes du sous-sol

À l'image des températures extrêmes pour le fluide caloporteur, il semble sensé de fixer des critères limites sur les températures (médianes) extrêmes du sous-sol, calculées à la hauteur du rayon de corbeille. Dans l'état actuel des technologies — avant tout des besoins énergétiques des bâtiments — il semble déraisonnable d'exiger que ces températures restent positives, car cela correspond à un potentiel énergétique très faible pendant la saison froide, dans la plupart des régions de France métropolitaine.

Peut-être serait-il également sensé de considérer l'évolution relative de ces températures, comme pour les sondes verticales, c'est-à-dire de ne pas créer de perturbations thermiques dépassant un certain seuil. Un tel seuil pourrait être fixé au regard de la dégradation du terrain, dans le cas où une perturbation thermique trop importante ou trop longue aurait des conséquences physiques, par exemple en terme de développements bactériens ou de perte de fertilité du sol. Un tel seuil devrait être défini précisément, car un écart de température admissible d'à peine 1 K peut affecter sensiblement le dimensionnement du champ de corbeilles.

### 5.2.5 Mauvais critères

Deux critères régulièrement évoqués sont de « mauvais critères », dans la mesure où ils ne dépendent pas directement des échangeurs.

#### Coefficient de performance

« Quel est le COP d'une PAC associée à une installation de corbeilles géothermiques ? » La question n'est pas pertinente, car c'est la technologie de la pompe à chaleur qui est en cause, et non pas le type d'échangeur. L'échangeur n'intervient « que » par l'évolution temporelle des températures du fluide caloporteur. Si une pompe à chaleur était à même de garantir un COP donné sur toute sa gamme de température, le COP serait totalement indépendant du système géothermique employé.

La comparaison entre différentes technologies d'échangeurs ne peut se faire qu'en considérant la façon dont la température du fluide caloporteur évolue au cours de l'année. Pour les corbeilles géothermiques, de nombreux éléments de réponses se trouvent en parties 3 et 4.

#### Puissance maximale de l'installation

« Quelle puissance peut-on extraire ? » Si on exclut le point de congélation du fluide caloporteur (et le zéro absolu), il est théoriquement possible d'extraire du sous-sol une puissance infinie. Il suffit de diminuer drastiquement la température du fluide caloporteur.

Pour revenir à des réalités physiques, il est presque toujours possible d'extraire de « fortes » puissances géothermiques instantanées ; mais ceci ne pourra pas s'inscrire dans la durée. Pour cette même raison, l'historique des puissances extraites est particulièrement importante pour répondre à la question « pourra-t-on extraire telle puissance à tel moment ? ».

En particulier, on ne peut pas parler de dimensionnement permettant de garantir une certaine puissance au plus froid de l'hiver sans parler d'abord des puissances déjà prélevées ni de celles attendues ensuite. Pour comparer à d'autres solutions existantes, ceci correspondrait à demander la même

chose d'une chaudière plus classique (bois ou fuel) qu'on ne pourrait pas ravitailler en combustible : si la cuve est pleine (aucune consommation énergétique en automne), le chauffage est garanti ; si elle est déjà presque vide (consommation énergétique importante les semaines précédentes), le chauffage jusqu'à la fin de la saison froide n'est pas assuré.

Il est difficile de justifier l'emploi de valeurs numériques précises pour fixer des critères ; et il a été mentionné qu'un dimensionnement peut être très sensible au choix de ces valeurs. C'est pourquoi nous n'avons pu apporter jusqu'ici que peu de réponses à la question du dimensionnement. La partie 5.3 propose de prendre le problème dans le sens opposé, en présentant des outils logiciels à même d'estimer les températures de fonctionnement en fonction des dimensionnements retenus.

## 5.3 Développements logiciels

A partir de la théorie analytique développée en partie 4.1, différents développements logiciels ont été effectués, dans le but de prévoir l'évolution des températures de fluide caloporteur sur une année type, selon le type de sous-sol, le nombre de corbeilles installées, et éventuellement la distance qui les sépare.

Dans la suite, nous passons brièvement en revue les avantages et les inconvénients des logiciels utilisés. Dans tous les cas, le facteur limitant est la représentation des besoins du bâti, puis celle de la pompe à chaleur. A l'exception du couplage Simulink/COMSOL Multiphysics, il a également fallu représenter chaque fois la température sans perturbation du sous-sol.

### 5.3.1 Simulink

Simulink permet de modéliser relativement facilement le comportement d'une pompe à chaleur dans un bâtiment. En particulier, il est possible d'observer ce qui se passe à l'échelle du cycle.

Par ailleurs, Simulink se couple assez aisément avec COMSOL Multiphysics, dans la mesure où les deux programmes sont développés pour être compatibles avec Matlab. Il est donc possible d'utiliser n'importe quel modèle de corbeille, y compris les 2D-axisymétriques, pour observer les réponses.

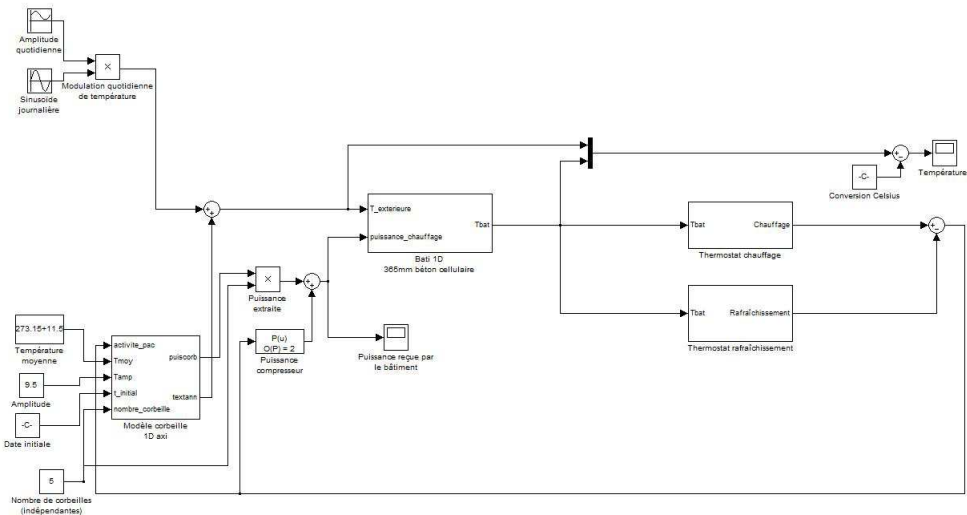


FIGURE 5.5 – Modèle de bâtiment couplé avec des corbeilles sous Simulink

Toutefois, l'observation sur des pas de temps aussi rapprochés implique la résolution de nombreux calculs, et donc des temps de calcul très longs. La précision temporelle est trop élevée pour

des applications industrielles ; de plus, elle est également illusoire, puisque les autres modélisations (bâtiment et pompe à chaleur) sont excessivement simplifiées. L'outil n'est pas recommandé pour des durées de simulation supérieures à quelques jours.

### 5.3.2 TRNSYS

Un modèle TRNSYS de pompe à chaleur (simple, à partir des données constructeur) a été développé en sus d'un modèle de champ de corbeilles. Le langage de programmation utilisé pour ces « types » est le C/C++. Il a fallu coder également une fonction permettant de réaliser plus proprement l'intégration de la fonction  $f$  (cf. formule 4.5).

Ces modèles ont été intégrés à un modèle de bâtiment utilisé par le laboratoire des systèmes thermiques du CEA/INES, le LETh. Ce bâtiment, dénommé *SFH100* et décrit dans [61], sert de référence pour la tâche 32 *Heat Storage* de l'AIE (agence internationale de l'énergie). Dans la simulation TRNSYS, le climat est celui de Zurich, où ses besoins thermiques s'élèvent à 100 kWh/(m<sup>2</sup>.an).

La modélisation du bâtiment et de ses besoins nécessite un pas de temps de 6 minutes ; aussi les cycles réels de marche/arrêt de la pompe à chaleur n'ont-ils pas été simulés directement, mais à partir de la théorie « besoins extraits en début de pas de temps ». Avec ce pas de temps, la durée totale de la simulation sur une année de fonctionnement est d'environ 18 minutes.

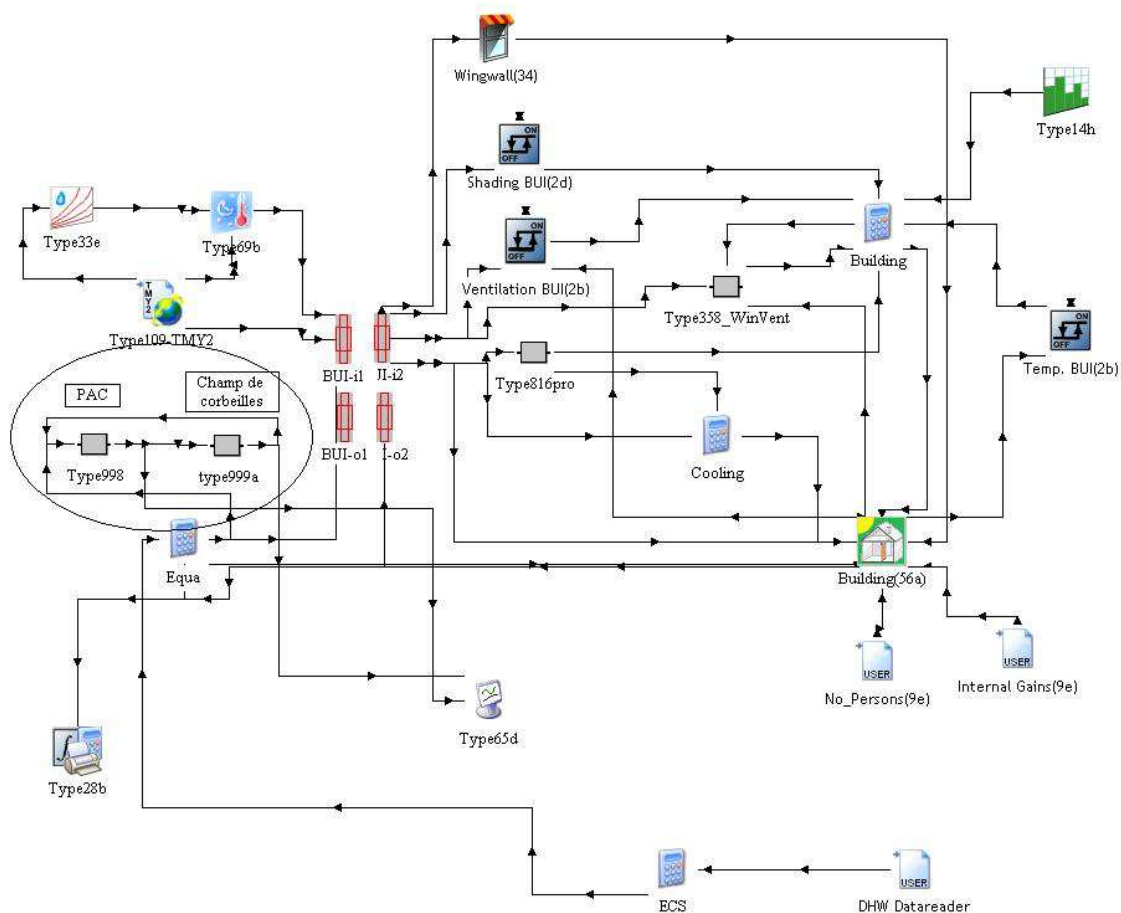


FIGURE 5.6 – Modèle de bâtiment couplé avec des corbeilles sous TRNSYS

Pour améliorer cette utilisation, il faudrait envisager de découpler les pas de temps utilisés pour le bâtiment de ceux employés pour le champ de corbeilles. En effet, le champ de corbeilles fait appel à chaque pas de temps à toutes les puissances géothermiques utilisées lors des pas de temps précédents. Diviser par deux le nombre de pas de temps — soit multiplier par deux leur durée —, permettrait de diviser par environ quatre le nombre de calculs nécessaires pour le champ de corbeilles. Comme il semble largement suffisant d'appeler les « *types* » géothermiques une fois par heure, le nombre de calculs pourrait être divisé par cent.

### 5.3.3 Octave – Python

GNU Octave se veut un équivalent de Matlab, dans le domaine des logiciels libres. Les fonctions de Bessel sont déjà développées, ainsi que les transformées de Fourier. Cet environnement semble tout à fait adapté pour réaliser les calculs de pré-dimensionnement. Les calculs de  $T_{moy}$ ,  $T_{amp}$  et  $t_f$  intervenant dans la formule 1.1 (températures sans perturbations du sous-sol) peuvent également être réalisés en mettant en entrée du logiciel un fichier de température pour une année type.

The screenshot shows a software window titled "Pré-dimensionnement de corbeilles sans effets du gel". It contains the following fields and options:

- Choix du climat:** A dropdown menu set to "Chambery".
- Correctif de température en °C:** A text input field with the value "0".
- Sol local:** A group of radio buttons with "Sol\_classique" selected. Other options are "Sable\_sec", "Sable\_sature", "Marne\_Gres\_Limon", and "Sediments\_satures".
- SHON en m<sup>2</sup>:** A text input field with the value "100".
- Hauteur sous plafond en m:** A text input field with the value "2.5".
- Température consigne chauffage en °C:** A text input field with the value "18".
- Température consigne rafraîchissement en °C:** A text input field with the value "25".
- Type d'isolation (coefficient G):** A group of radio buttons with "RT\_2005" selected. Other options are "RT\_2000", "Bonne\_1990", "Moyenne\_1980", "Faible\_1970", "Dalle\_Seule", and "Sans".
- Charges internes du bâtiment en W/m²:** A text input field with the value "5".
- Charges internes supplémentaires du bâtiment en W:** A text input field with the value "0".
- Puissance de chauffage de la PAC en kW:** A text input field with the value "4".
- COP chauffage de la PAC:** A text input field with the value "4".
- Débit de caloporteur par corbeille en L/min:** A text input field with the value "4".
- Puissance de rafraîchissement de la PAC en kW:** A text input field with the value "4".
- COP rafraîchissement de la PAC:** A text input field with the value "3".
- Type de corbeille:** A group of radio buttons with "Spiral" selected. Other options are "Haute" and "Maxi".
- Nombre de corbeilles:** A text input field with the value "5".
- Entr'axe en m:** A text input field with the value "4".
- Imprimer les figures:** An unchecked checkbox.
- Envoyer:** A button at the bottom right.

FIGURE 5.7 – Bâtiments types, climats types, PAC, et corbeilles couplés sous Octave

L'inconvénient majeur de ce développement est l'emploi du produit de convolution : le coefficient de performance de la pompe à chaleur doit être supposé constant. On peut toutefois spécifier des coefficients différents selon le fonctionnement de la pompe à chaleur (chauffage ou rafraîchissement). Le principal avantage est la rapidité de calcul : il ne faut que quelques secondes avec un pas de temps de deux heures, le plus long étant d'afficher les courbes de résultat.



Une interface graphique a été réalisée sous wxPython, logiciel également libre, afin de faciliter la spécification du climat, du bâtiment, de la pompe à chaleur, du type de sous-sol présent et du champ de corbeilles. On a au final un outil assez flexible, développé à partir de deux logiciels libres ; logiciels toutefois peu répandus dans le monde industriel, et qu'il faut commencer par installer proprement.

### 5.3.4 MS Excel

Une application présentant les mêmes fonctions que celles développées sous Octave a été réalisée avec MS Excel, logiciel très répandu, qui a également le mérite d'avoir une bibliothèque avec les fonctions de Bessel.

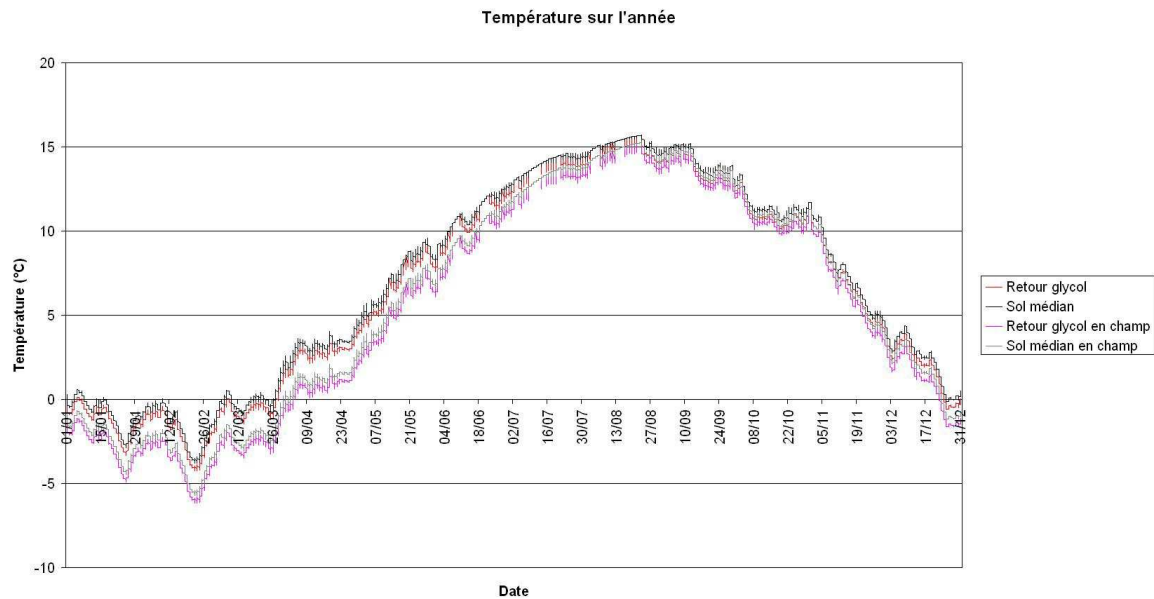


FIGURE 5.8 – Modèle de bâtiment couplé avec des corbeilles sous MS Excel

L'aspect graphique est peu modulable, et les temps de calculs plus élevés qu'avec la solution présentée en partie 5.3.3. Ici également, le coefficient de performance de la pompe à chaleur doit être supposé constant, en mode chauffage d'une part et en mode rafraîchissement d'autre part. Toutefois, les résultats restent satisfaisants.

## 5.4 Etude de cas

Dans cette partie, nous repartons de l'exemple de dimensionnement utilisé comme référence en partie 3.5 : une maison de 120 m<sup>2</sup> de type « RT 2005 » dans un climat correspondant à celui de Chambéry, le sous-sol ayant des propriétés thermiques classiques. L'étude de cas est réalisée avec l'outil « Octave - Python » présenté en partie 5.3.3.

Après avoir défini ce climat et ce type de sol, il faut remplir les informations sur la maison de 120 m<sup>2</sup>. Nous supposons que la hauteur sous plafond est de 2,5 m. Dans un premier temps les consignes de température sont à 18°C pour le chauffage et 25°C pour le rafraîchissement. Le coefficient  $G$  a été défini en partie 5.2.1 pour différents types d'habitations : ces coefficients étant inclus dans le code du logiciel, il suffit d'indiquer qu'il s'agit d'une maison de type « RT 2005 ». Nous supposons de plus des charges internes moyennes de 5 W/m<sup>2</sup>.

Nous avons besoin d'hypothèses sur la pompe à chaleur : c'est pourquoi nous supposons qu'elle fournit une puissance de 4 kW en chaud comme en froid, avec un COP de 4 pour le chauffage et de 3 pour le rafraîchissement. Dans un premier temps, nous laissons le débit de fluide caloporteur à 4 L/min par corbeille.

Le type de corbeille utilisé est le type Terra-Spiral (par défaut). Comme 5 corbeilles et un entr'axe de 4 m semblent raisonnables pour un premier essai, ces valeurs sont également conservées.

Le logiciel affiche alors quatre graphiques. L'un d'eux, reproduit en figure 5.9, rend compte des hypothèses prises sur le bâtiment. Les besoins de chauffage sont estimés à environ 8,5 MWh/an de chauffage, et 0,7 MWh/an de rafraîchissement. Ces données sont assez éloignées de la simulation des besoins effectuées par le CEA/INES, selon laquelle les besoins annuels en chaud valent environ 6 MWh/an et les besoins en rafraîchissement 1,5 MWh/an !

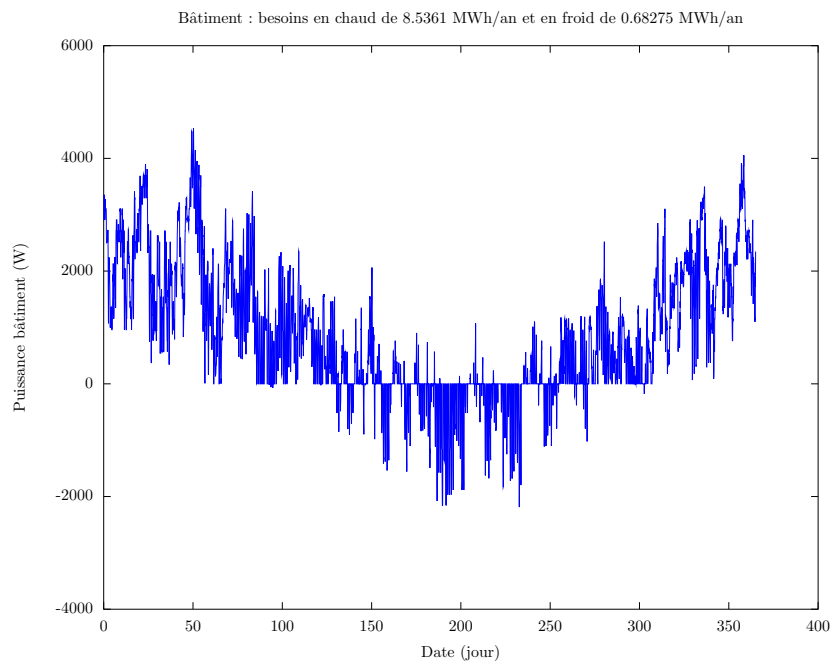


FIGURE 5.9 – Besoins thermiques du bâtiment (cas 1)

Ceci peut s'expliquer par différents facteurs : la compacité du bâtiment, mal prise en compte lorsque l'on impose *a priori* une valeur pour  $G$ , ainsi que les choix des valeurs pour les températures de consigne et pour les charges internes. Nous reviendrons sur ces points lors d'une nouvelle simulation.

Un autre graphique cible davantage la pompe à chaleur. Il indique le ratio de temps de fonctionnement sur le pas de temps employé, chaque pas de temps ayant une durée fixée à deux heures dans ce programme. La figure 5.10 reproduit ce graphique.

Nous pouvons constater que la pompe à chaleur choisie ne permet pas de faire face aux besoins thermiques du bâtiment au moment le plus froid (ratio de fonctionnement supérieur à 100%). Il faut alors envisager l'utilisation d'une pompe à chaleur plus puissante, ou alors prévoir un appoint.

Enfin, les deux autres graphiques, reproduits en figures 5.11 et 5.12, indiquent les principales températures dans deux cas : il s'agit des deux hypothèses extrêmes présentées au chapitre 4,

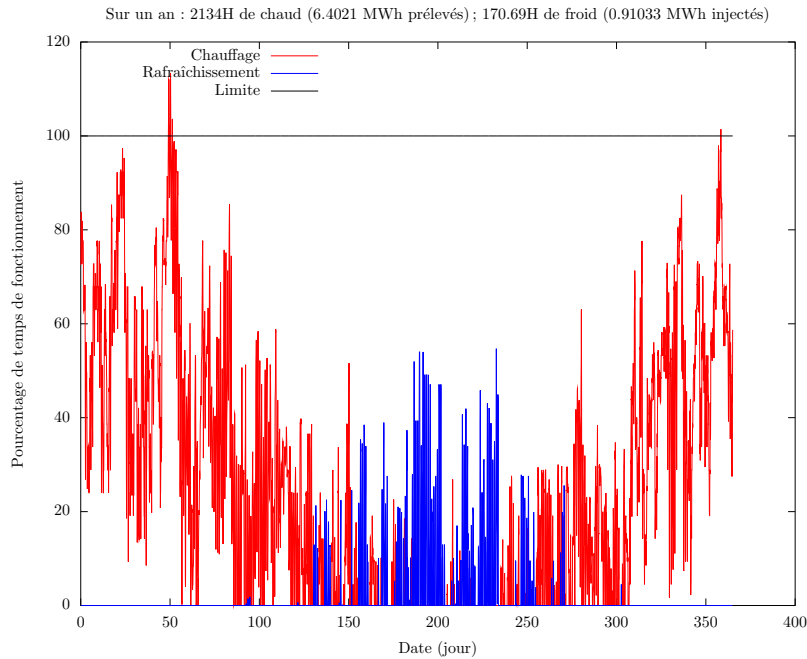


FIGURE 5.10 – Fonctionnement de la PAC (cas 1)

à savoir lorsque les corbeilles n’interagissent pas entre elles (figure 5.11), et lorsque les corbeilles fonctionnent dans un espace restreint, dont le diamètre correspond à l’entr’axe indiqué (figure 5.12).

Les valeurs indiquées sur chaque graphique sont :

- la température médiane du sol sans perturbation ;
- les températures retour et réinjection du fluide caloporteur dans le cas « continu », c’est-à-dire lorsque la pompe à chaleur adapte ses besoins pour fonctionner en permanence ;
- les températures retour et réinjection du fluide caloporteur, dans le cas « cyclique », c’est-à-dire lorsque la pompe à chaleur extrait l’énergie nécessaire à puissance maximale au début de chaque pas de temps (températures prises en fin de cycle d’allumage) ;
- la température médiane du sous-sol au voisinage immédiat de la corbeille, dans le cas « continu ».

On constate sur ces graphiques que les températures de retour du fluide caloporteur descendent à  $-10^{\circ}\text{C}$  dans le cas des corbeilles indépendantes. Il faut certes nuancer par l’absence de gel ainsi que par le fait que les températures sont indiquées en fin de cycle de fonctionnement ; une telle installation semble toutefois atteindre des températures trop basses.

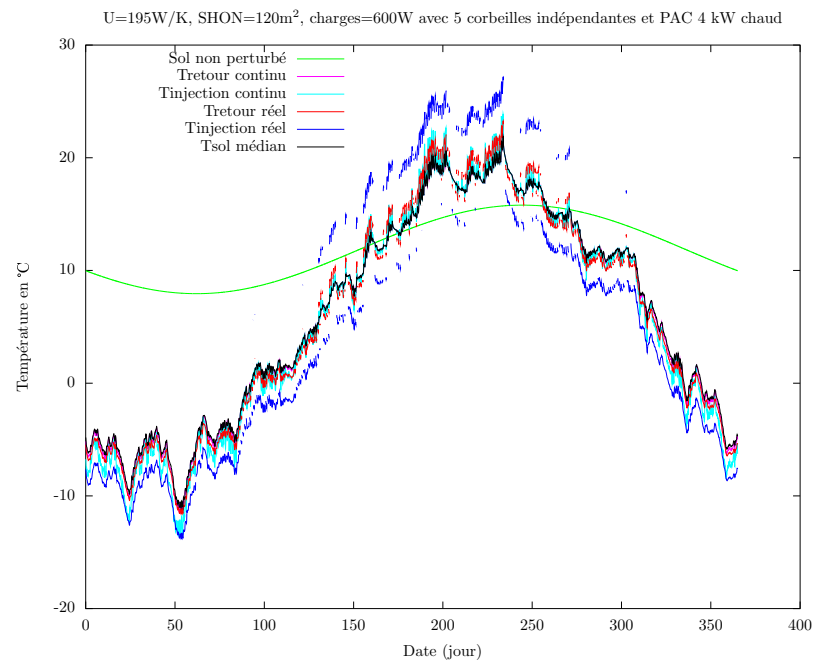


FIGURE 5.11 – Températures pour des corbeilles « indépendantes » (cas 1)

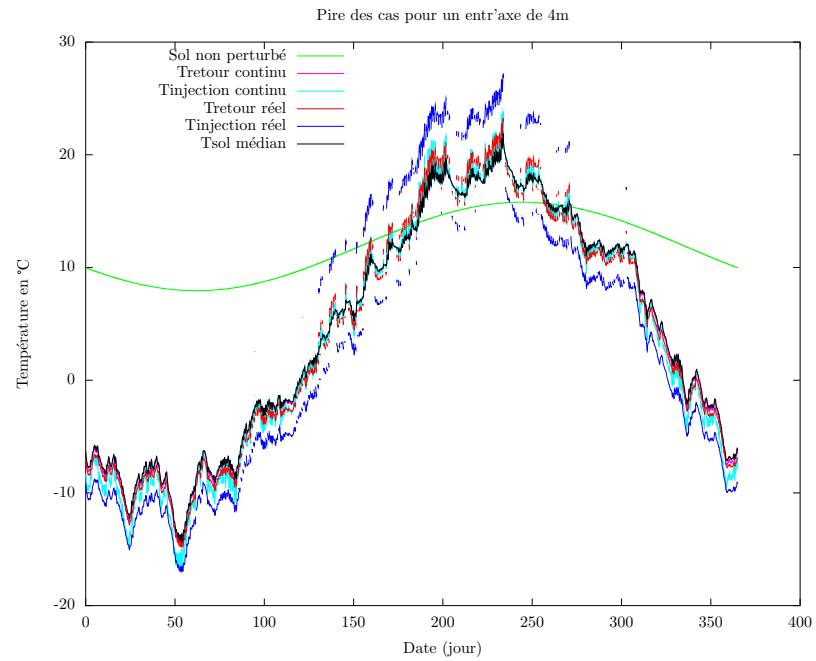


FIGURE 5.12 – Températures pour des corbeilles « en champ » (cas 1)

Pour revenir approximativement aux besoins thermiques fournis par le CEA/INES, on peut augmenter les charges internes à  $9 \text{ W/m}^2$ . Nous ajoutons une sixième corbeille, en supposant constant le débit par corbeille, afin de revenir à la configuration de la partie 3.5. Il reste une différence majeure : les besoins du bâtiment ne sont pas extraits directement du sous-sol, dans la mesure où l'on tient compte de coefficients de performance constants sur chaque mode (chauffage et rafraîchissement). Les quatre graphiques fournis sont reproduits en figures 5.13, 5.14, 5.15, et 5.16.

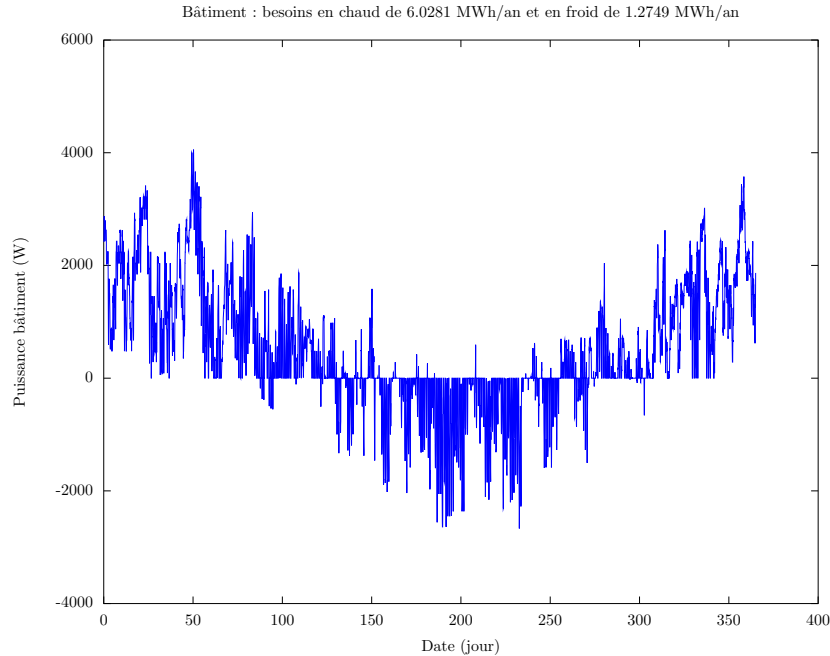


FIGURE 5.13 – Besoins thermiques du bâtiment (cas 2)

Sur la figure 5.13, on peut constater que les besoins de chauffage du bâtiment ont nettement diminué, puisqu'ils sont passés de  $8,5 \text{ MWh/an}$  à  $6 \text{ MWh/an}$ . La figure 5.14 indique que la pompe à chaleur est très légèrement sous-dimensionnée, puisque le dépassement de la barre des 100% est à la fois très faible et très ponctuel. Cette figure fournit une autre indication intéressante : la durée de chauffage est d'environ 1 500 heures par an. Ceci semble en contradiction avec la règle des 1 800 heures d'utilisation par an (en chauffage) : cette règle aurait pu nous amener à penser qu'à l'inverse, la pompe à chaleur était surdimensionnée !

C'est pourquoi nous recommandons la plus grande prudence avec cette règle des 1 800 heures, comme nous l'avons déjà stipulé en partie 5.2.

La figure 5.15 indique des températures d'utilisation qui semblent tout à fait correctes, d'autant que les températures sont indiquées en fin de cycle d'utilisation et que l'effet du gel n'est pas pris en compte. Par comparaison, la figure 5.16 montre qu'un entr'axe de 4 m ne suffit pas à considérer que les corbeilles sont indépendantes les unes des autres, dans la mesure où les températures extrêmes diffèrent significativement. Ceci étant, il ne faut pas oublier que la figure indique un résultat « dans le pire des cas » : si les six corbeilles sont implantées en ligne, il est hautement vraisemblable que les interactions thermiques seront beaucoup plus faibles qu'indiquées.

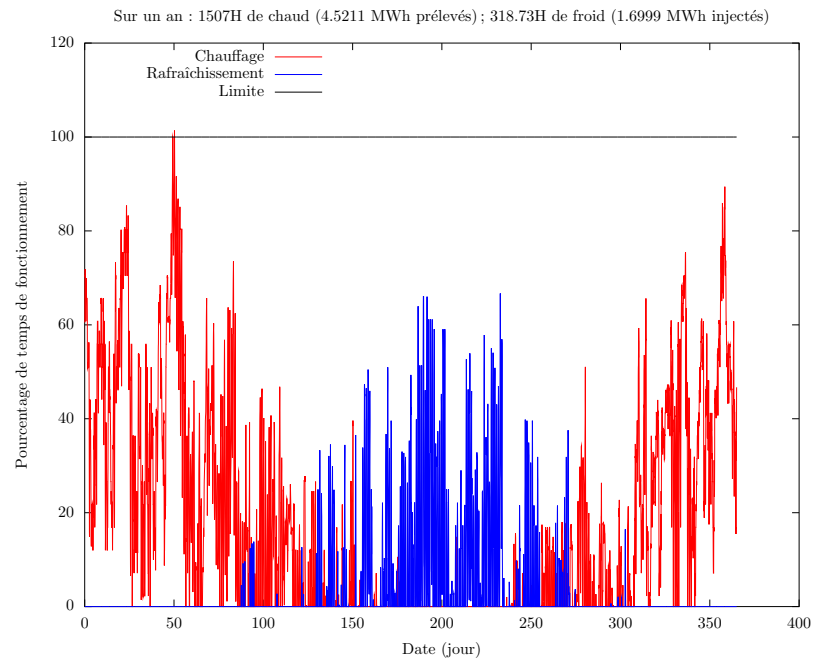


FIGURE 5.14 – Fonctionnement de la PAC (cas 2)

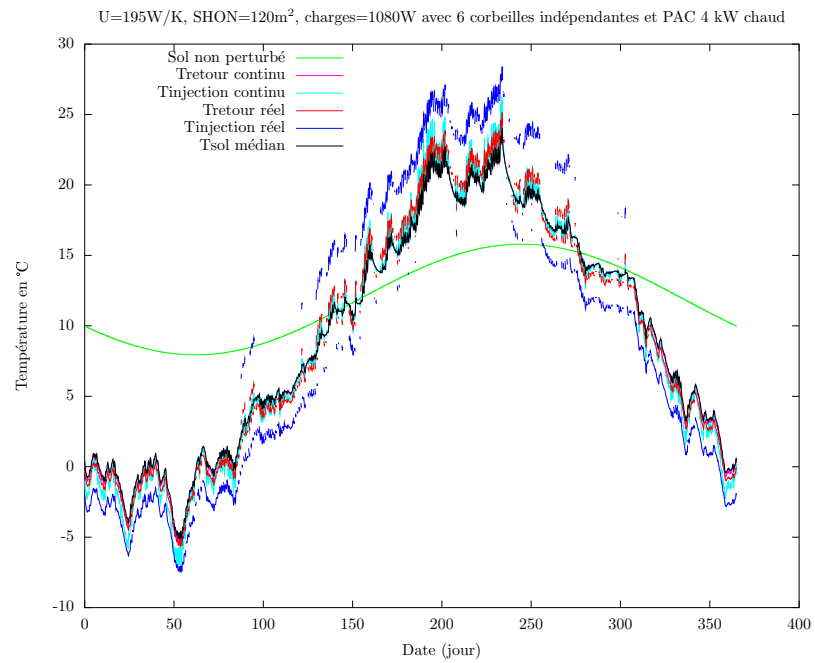


FIGURE 5.15 – Températures pour des corbeilles « indépendantes » (cas 2)

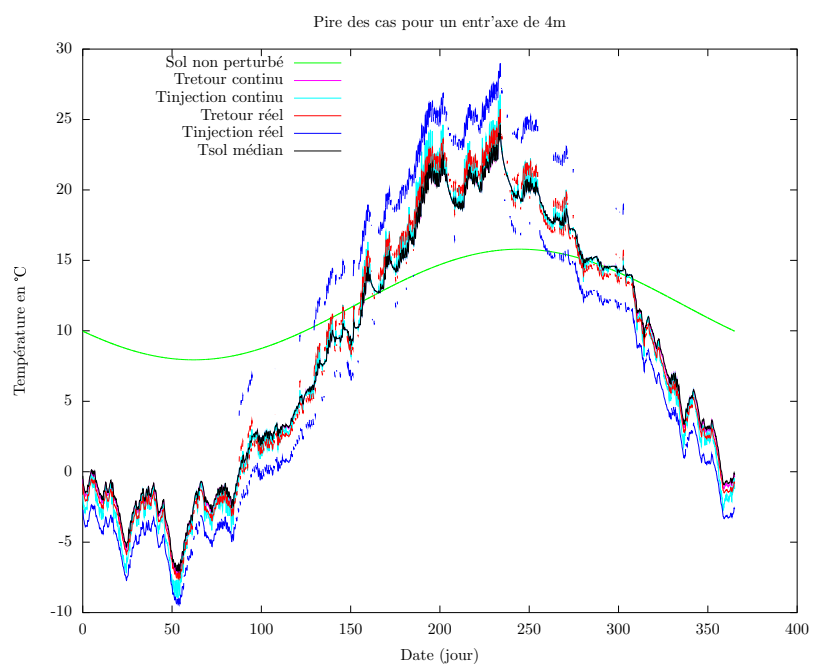


FIGURE 5.16 – Températures pour des corbeilles « en champ » (cas 2)

Pour terminer cette étude de cas, nous reprenons le deuxième cas en augmentant la température de consigne en chauffage à 21°C. Les graphiques obtenus sont représentés en figures 5.17, 5.18, 5.19, et 5.20.

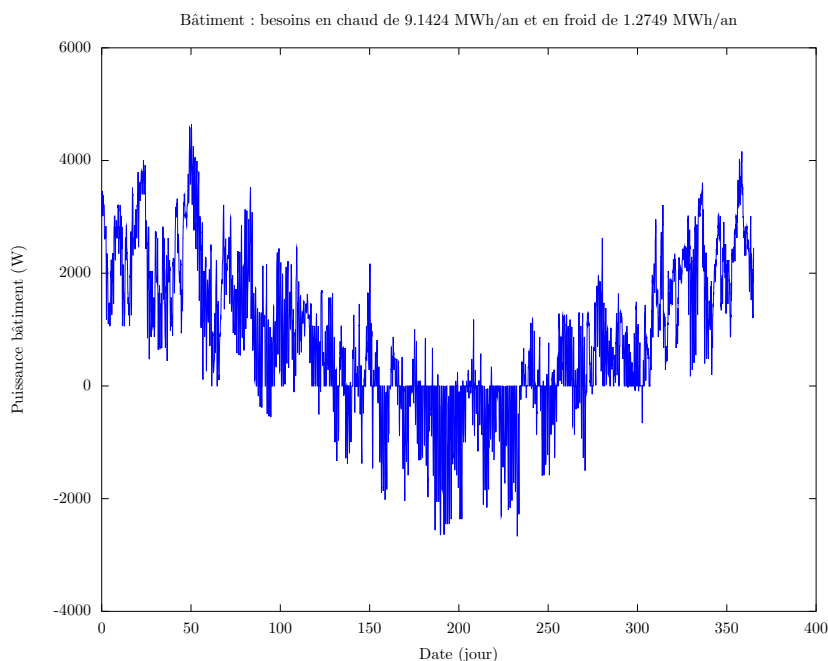


FIGURE 5.17 – Besoins thermiques du bâtiment (cas 3)

La figure 5.17 montre une nette augmentation des besoins de chauffage, de 6 MWh/an à 9,1 MWh/an, soit moitié plus. La puissance maximale nécessaire augmente également de plusieurs centaines de Watt. Evidemment, la pompe à chaleur est toujours sous-dimensionnée pour faire face, seule, aux besoins thermiques les jours les plus froids (figure 5.18). La figure 5.19 indique que les températures retour descendent approximativement à  $-10^{\circ}\text{C}$ , ce qui est plus favorable que le cas 1 avec cinq corbeilles (cf. figure 5.11), mais nettement moins favorable que pour le cas 2 (cf. figure 5.15). Enfin, la figure 5.20 montre qu'un entr'axe de 4 m ne serait pas suffisant pour considérer les corbeilles indépendantes dans une configuration « en champ ».

La comparaison des trois cas montre la nécessité d'un modèle plus fin des besoins thermiques du bâtiment. Malgré une étude se limitant à une année type, nous avons ici mis en évidence que l'énergie nécessaire pour chauffer un même bâtiment pendant un an était fortement influencée par

- les charges internes du bâtiment ;
- les consignes de thermostat.

De surcroît, les habitudes des occupants sont totalement ignorées, et le coefficient de transmission thermique  $G$  de l'enveloppe est susceptible de différer entre deux bâtiments répondant à une même norme. L'exemple fourni par le CEA/INES, utilisé comme référence en partie 3.5, représentait une maison très compacte (maison INCAS), orientée au sud, avec un grand vitrage. Dans ce cas précis, le coefficient  $G$  a une valeur d'environ  $0,31 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$ , ce qui explique l'écart avec la simulation type proposée dans cette partie. Les données d'entrées demandées par le modèle peuvent sembler nombreuses ; les exemples utilisés montrent qu'elles sont nécessaires, et que les simplifications proposées sont déjà susceptibles de ne refléter que moyennement bien la réalité.



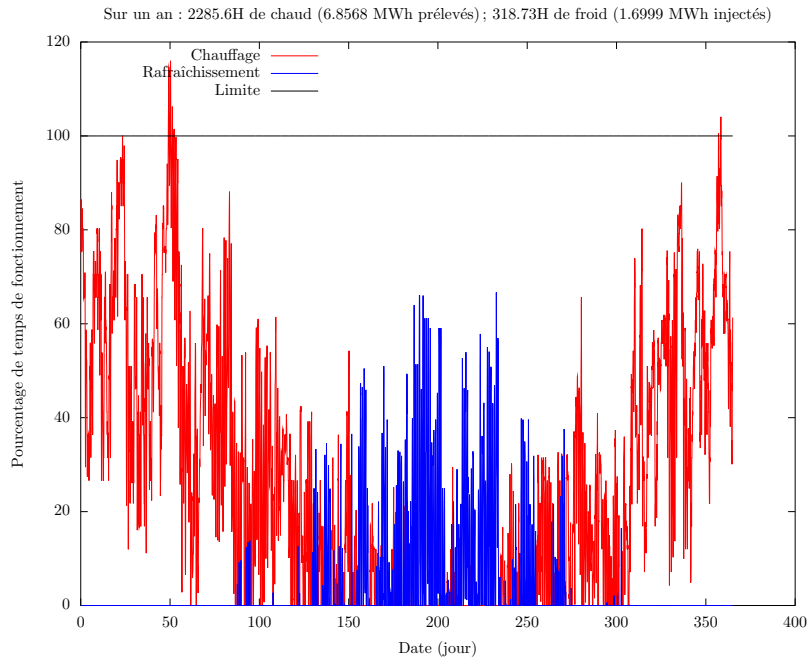


FIGURE 5.18 – Fonctionnement de la PAC (cas 3)

C'est pourquoi il nous semble utile, dans le cadre d'un dimensionnement plus strict, de raisonner dans une optique « système » avec des spécialistes du bâtiment, et d'établir un cahier des charges plus précis des besoins auxquels le champ de corbeilles devra faire face. Le « *type* » TRNSYS présenté en partie 5.3.2 est l'élément de réponse que nous apportons pour inscrire l'étude des échangeurs géothermiques dans une telle optique.

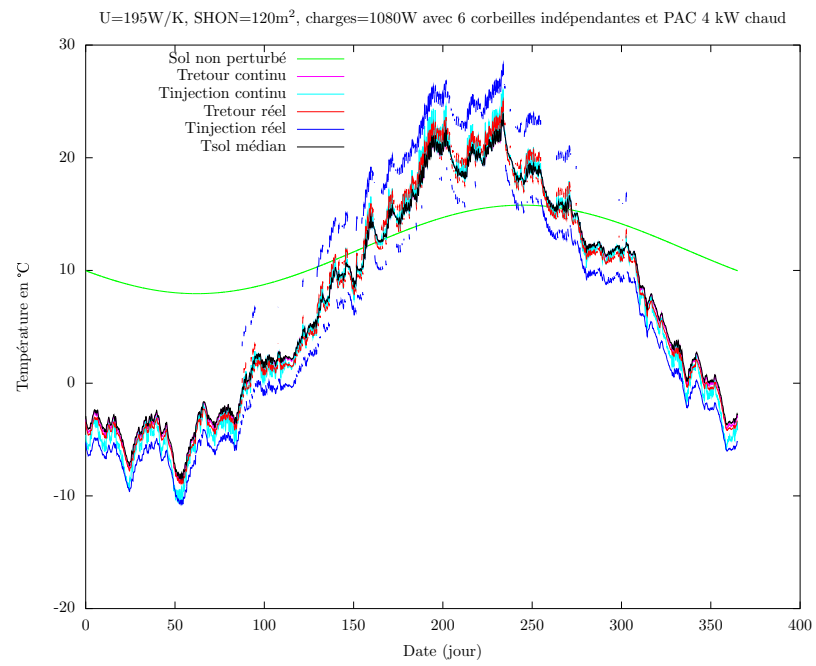


FIGURE 5.19 – Températures pour des corbeilles « indépendantes » (cas 3)

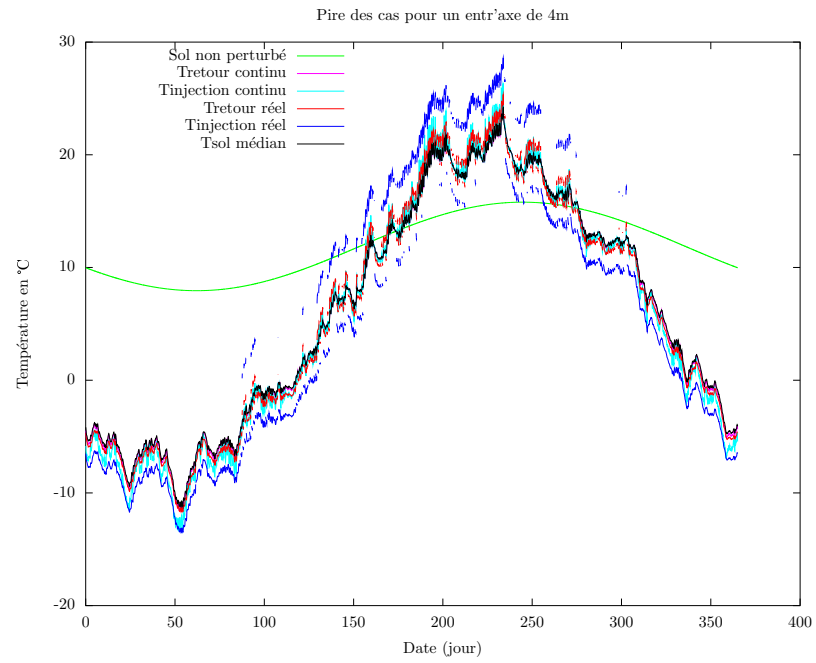


FIGURE 5.20 – Températures pour des corbeilles « en champ » (cas 3)

# Chapitre 6

## Conclusions et perspectives

La volonté actuelle de réduire la part énergétique imputable au chauffage et au rafraîchissement des bâtiments peut être menée conjointement selon deux axes :

- la réduction des besoins énergétiques finaux et donc de la consommation énergétique globale, via un travail sur l’enveloppe du bâtiment (isolation, inertie, ...) et sur les habitudes des utilisateurs (stratégie de ventilation, consignes de température mieux adaptées à l’utilisation réelle, ...);
- l’utilisation de ressources locales, réputées renouvelables.

Cette thèse met l’accent sur l’utilisation de ressources géothermiques au moyen d’échangeurs hélicoïdaux implantés dans le proche sous-sol, ressources valorisées par l’utilisation d’une pompe à chaleur réversible. Ces échangeurs sont une alternative à d’autres échangeurs géothermiques plus répandus : les sondes verticales, qui nécessitent des forages profonds, et les nappes horizontales, qui requièrent une grande surface de terrain. Ces échangeurs hélicoïdaux sont toutefois peu connus : c’est pourquoi nous nous sommes attachés à approfondir les connaissances à leur sujet, en particulier la façon dont les températures du sous-sol et du fluide caloporteur évoluent lors du fonctionnement, afin de pouvoir aboutir à des préconisations d’emploi.

### 6.1 Récapitulatif

Le chapitre 1 a présenté le contexte de l’étude et établi l’état des connaissances actuellement publiées. Nous avons notamment vu que, si des modèles numériques de corbeilles géothermiques existaient, leur utilisation était peu détaillée et les résultats peu utilisables dans une optique de couplage aux bâtiments. Au long du chapitre 2, la plateforme expérimentale construite pour approfondir notre étude a été présentée. Nous avons également abordé d’autres méthodes expérimentales permettant d’affiner la connaissance de cette installation : la tomographie électrique du sous-sol a permis de justifier des hypothèses prises sur le terrain d’implantation, et les mesures de capacité calorifique sur l’eau glycolée ont servi à affiner les calculs de puissance réalisés. Enfin, nous avons présenté un prototype permettant d’estimer l’effusivité thermique des matériaux, dans l’optique de pouvoir mesurer cette valeur lors de l’installation d’échangeurs géothermiques.

Le chapitre 3 a détaillé des modèles de corbeilles géothermiques : le modèle en anneaux superposés, le modèle en cylindre creux, et le modèle « 1D-axisymétrique ». La pertinence de leur emploi a été vérifiée en comparant des résultats de simulation : d’abord entre ces modèles, puis en utilisant les réponses d’un modèle réputé fiable, et enfin en confrontant aux résultats du site expérimental : malgré l’incertitude sur les valeurs thermiques à donner au terrain, cette confrontation a montré que tous les phénomènes rencontrés pouvaient être décrits correctement. Chaque modèle présente des avantages et des inconvénients qui lui sont propres, de sorte que le choix du modèle utilisé devrait dépendre du type d’étude menée. Le modèle en cylindre creux semble être le mieux adapté pour mener des études d’ordre général sur les échangeurs hélicoïdaux, dans la mesure où il est facile à

utiliser, rapide d'exécution, et ne repose pas sur des valeurs empiriques (contrairement au modèle 1D-axisymétrique).

A partir de ce modèle en cylindre creux, nous avons pu effectuer une étude numérique portant sur le rôle des grandeurs géométriques et thermiques en présence. Il est notable que le pas entre les spires semble avoir un faible impact thermique sur les températures du sous-sol ; mais il est nécessaire de prendre en compte cette grandeur, ou de manière équivalente la longueur de l'hélice, lorsque l'on revient aux températures du fluide caloporteur. En effet, la résistance thermique qui existe entre le fluide caloporteur et le sol au contact de la corbeille dépend du choix du pas, et ne devrait pas être négligée lors des dimensionnements.

Au fil du chapitre 4, une modélisation analytique a été menée. Cette modélisation aboutit à des formulations mathématiques directement exploitables par ordinateur, sans nécessiter de recours à des logiciels fonctionnant par éléments finis. Bien qu'elle ne puisse pas prendre en compte l'effet lié au gel de l'eau, cette modélisation mathématique permet de quantifier le rôle des différents paramètres – à l'exception donc de la fraction d'eau susceptible de geler dans le sous-sol. Un résultat notable porte sur le rôle du produit « hauteur par rayon  $H \times R$  » pour comparer différentes géométries de corbeilles géothermiques, et sur le rôle de l'effusivité thermique du terrain d'installation pour décrire les comportements thermiques « courts » comme les cycles de fonctionnement de la pompe à chaleur. Cette théorie conduit encore à une adaptation du test de réponse thermique aux échangeurs hélicoïdaux, réalisable en une demi-journée, et permet aussi de justifier l'emploi des puissances géothermiques moyennes plutôt que de décrire chaque cycle de fonctionnement de la pompe à chaleur.

Grâce à cette théorie, nous justifions également dans le chapitre 5 les recommandations sur la géométrie à donner aux échangeurs. Nous proposons en particulier l'utilisation de profils non-lisses pour les tubes, afin de diminuer la résistance thermique de l'écoulement. Ce chapitre indique ensuite les éléments à prendre en compte lors du dimensionnement d'une installation, et présente des développements logiciels à même d'aider à la réalisation de tels dimensionnements. Les modèles de bâtiment restant simples, il est apparu nécessaire de réaliser un module sous TRNSYS (« type »), pour pouvoir coupler nos résultats à ceux issus de modélisations plus fines du bâtiment, et pouvoir ainsi étendre les possibilités d'étude, comme l'emploi de tels échangeurs pour effectuer du *free cooling*.

Dans tous les cas, l'étude thermique du bâtiment est le point de départ de tout dimensionnement : plus celle-ci sera fine, plus le dimensionnement de l'installation géothermique pourra être précis.

## 6.2 Recommandations sur l'installation géothermique

### 6.2.1 Dimensionnement du champ de corbeilles

Au cours de cette thèse, nous avons montré qu'il n'existait pas de critère de dimensionnement thermique « naturel ». Deux peuvent sembler *a priori* pertinents :

- l'utilisation de températures positives pour éviter le gel de l'eau (souterraine et/ou employée comme fluide caloporteur) ;
- la pérennité thermique de l'installation, au fil des années.

Le critère portant sur les températures positives ne semble pas pertinent en pratique. En effet, aux profondeurs considérées, les températures du sous-sol sont naturellement basses en hiver (pour la France métropolitaine), et ce d'autant plus que le bâtiment se situe déjà dans une région froide. Or, dans une telle région, le bâtiment est naturellement amené à utiliser plus d'énergie thermique pour le chauffage, ce qui a pour conséquence de refroidir davantage le sous-sol.

Avec les ordres de grandeur liés aux technologies actuelles, il est presque impossible de conserver toute l'année une température de réinjection du fluide caloporteur supérieure à 0°C. En revanche, sur des bâtiments répondant à des réglementations thermiques exigeantes, il peut être envisageable de conserver une température médiane de sous-sol positive – ce qui n'exclut pas forcément un début de gel au niveau de la réinjection. L'intérêt d'un tel critère doit être vérifié, dans la mesure

où l'investissement peut être diminué en autorisant des températures négatives et en diminuant le nombre d'échangeurs géothermiques installés.

Quant au critère portant sur la recharge thermique du terrain, il sera presque toujours rempli (en France métropolitaine) si l'installation a pour vocation de répondre aux seuls besoins de chauffage (et/ou de rafraîchissement) du bâti. Ceci est lié à la durée de recharge thermique naturelle, qui est généralement relativement élevée. A l'inverse, si l'installation sert également à produire de l'eau chaude sanitaire, et est donc employée chaque jour, ce critère ne pourra jamais être vérifié.

Rappelons ici que le critère de reproductibilité des températures ne doit pas être vérifié à partir des outils logiciels développés, mais directement à partir de simulations par éléments finis ou des formules mathématiques. En effet, les outils logiciels ont été développés en tenant compte du fait que seules les puissances échangées au cours de la dernière année avait un effet sur les températures (cf. partie 4.1.5) : il est donc normal qu'une phase de relaxation thermique d'une durée supérieure ou égale à un an conduise aux températures sans perturbation. Si besoin est, il est possible d'augmenter cette durée pour des études de cas spécifiques ; mais les calculs seront également plus longs.

### 6.2.2 Disposition du champ de corbeilles

La disposition finale du champ de corbeilles dépendra toujours des impératifs de terrain. Cependant, il faut éviter certains écueils dans la mesure du possible :

1. Trop rapprocher les corbeilles. Une distance minimale de 3 m bord à bord semble pertinente comme premier ordre de grandeur. Cette distance devrait être contrôlée au cas par cas, selon les réalités de l'installation, et notamment l'évolution des besoins thermiques du bâtiment. Il s'agit bien d'une distance minimale, qu'il peut être intéressant d'augmenter pour accéder à des températures de fluide caloporteur plus stables. Cette distance devrait également être augmentée si l'installation doit produire l'eau chaude sanitaire.
2. Créer des champs compacts, avec des dispositifs en carrés ou en hexagones. Lorsque ceci est possible, il vaut mieux implanter les corbeilles en ligne, afin de minimiser les impacts thermiques entre les échangeurs.
3. Placer une corbeille en aval d'une autre, dans le cas où une nappe circulante est détectée. En effet, la corbeille en amont viendrait perturber le fonctionnement de la corbeille en aval.

Les éléments cités constituent des « bonnes pratiques » pour l'installation ; toutefois, ils n'excluent pas l'emploi d'échangeurs hélicoïdaux dans un lieu où ils ne pourraient pas être respectés. Il faudra simplement en tenir compte lors de la phase de dimensionnement.

La profondeur d'implantation des échangeurs dépend théoriquement des amplitudes thermiques sur l'année et de la diffusivité du terrain d'installation. Dans la pratique, il semble pertinent de recommander en première approximation que le haut de la corbeille soit à environ un mètre sous la surface. Plus le terrain est diffusif, et plus cette profondeur devrait augmenter. A l'inverse, cette profondeur peut être réduite si le terrain est peu diffusif. La grandeur qui doit être considérée est la température médiane du terrain « non perturbé » (par les échangeurs géothermiques, cf. formule 3.8). Elle est d'autant plus stable que la profondeur d'implantation est grande et que le terrain est peu diffusif ; toutefois, ce gain en stabilité n'évolue plus significativement lorsque les profondeurs sont suffisamment grandes.

Les lieux d'installation les plus appropriés seront généralement humides, voire si possible au sein d'une nappe circulante ; et selon les besoins en chauffage et en rafraîchissement, il faudra rechercher soit les températures les plus élevées en hiver, soit les températures les plus faibles en été. Bien qu'il n'ait pas été possible de vérifier expérimentalement le rôle du remblai, les analyses théoriques montrent l'intérêt d'utiliser un sous-sol à la fois capacitif et bon conducteur. Si plusieurs types de terrains sont présents sur le lieu d'installation, un tel sous-sol devrait être favorisé.

## 6.3 Recommandations sur la pompe à chaleur

Dans une optique « système », le fonctionnement d'un champ de corbeilles pourrait être amélioré par l'utilisation raisonnée de la pompe à chaleur. Nous listons ci-après les éléments relatifs à la pompe à chaleur auxquels prêter attention.

### 6.3.1 Puissance utile et durée de fonctionnement

Nous avons constaté à plusieurs reprises l'intérêt de travailler à de faibles puissances géothermiques. Aussi semblerait-il opportun que les pompes à chaleur ne soient pas surdimensionnées. Peut-être serait-il également envisageable qu'une pompe à chaleur soit optimisée pour fonctionner à une puissance relativement faible, tout en étant à même de délivrer de plus fortes puissances pendant une durée limitée, afin d'éviter la mise en place d'un appoint ?

De plus, nous avons vu l'intérêt des cycles longs. Peut-être serait-il possible de modifier la régulation de la pompe à chaleur, afin qu'elle restitue une puissance d'autant plus faible qu'elle s'approche de la température de consigne ? Pour illustrer cette idée, prenons un exemple volontairement simple : en mode chauffage, on pourrait imaginer que la plage de température de confort soit définie entre 19°C et 21°C, et que la température idéale soit 20°C.

La logique actuelle est un fonctionnement à hystérésis : la pompe à chaleur fonctionne jusqu'à ce que la température atteigne 21°C, puis se coupe tant que la température est supérieure à 19°C. La logique proposée consiste à chauffer à puissance maximale tant que la température est inférieure à 19°C ; puis à diminuer la puissance de chauffe d'autant plus que la température se rapproche de 21°C. La pompe à chaleur cesserait de fonctionner si la température dépassait cette température ; toutefois, elle chercherait plutôt à atteindre un équilibre autour de 20°C, en fonctionnant en continu à faible puissance et en autorisant les dépassements et les oscillations autour de cette valeur.

Ces consignes sont assez difficiles à transposer en terme de lois d'eau, et l'inertie thermique du bâtiment en général et des émetteurs en particulier joue ici un rôle primordial.

Il est certain qu'une telle solution ne peut fonctionner qu'à l'aide de technologies adaptées. En particulier, cela pré-suppose

- une très faible consommation des auxiliaires, qui fonctionneraient sur des durées longues ;
- d'excellents échanges thermiques entre l'émetteur et le bâti.

Des systèmes de régulation en puissance des pompes à chaleur sont évoqués par Jacques Bernier ([14]). Citons en particulier des systèmes de variation de la vitesse de rotation du compresseur (comme l'emploi d'un moteur électrique à plusieurs vitesses, ou un moteur alimenté par courant alternatif à fréquence variable), la mise hors service de cylindres (soupapes bloquées en position ouverte, système de « roue libre » suivant le sens de rotation du moteur), et le tiroir mobile pour les compresseurs à vis.

Les machines « Inverter », et dans une moindre mesure les pompes à chaleur bi-compresseurs, permettent déjà d'effectuer ce type de régulation en puissance. Un pilotage efficace des auxiliaires doit aussi être considéré, dans la mesure où l'énergie qu'ils nécessitent pour faire fonctionner le système ne peut plus être négligée devant l'énergie fournie au compresseur.

### 6.3.2 Ecart de température à l'évaporateur

L'évolution des puissances géothermiques étant supposée connue, la température moyenne du fluide caloporteur dans les échangeurs géothermiques (« température médiane »), et donc à l'évaporateur, est fixée par le dimensionnement de l'installation. Toutefois, la consommation du compresseur va dépendre de la température de réinjection du fluide caloporteur. Aussi est-il possible d'avoir des coefficients de performance globalement plus élevés en minimisant l'écart de température du fluide caloporteur au niveau de l'évaporateur.

Ceci passe une nouvelle fois par l'utilisation de faibles puissances ; mais également par un débit élevé et par une importante capacité calorifique pour le fluide caloporteur, permettant d'obtenir un faible écart de température entre le retour et la réinjection.

Ceci ne doit pourtant pas se faire aux dépens des transferts thermiques entre le fluide caloporteur et le fluide frigorigène, ni avoir pour conséquence une augmentation trop significative de la consommation du circulateur.

## 6.4 Interrogations restantes

Les études réalisées lors de ce travail de thèse n'ont cependant pas permis d'apporter d'éléments de réponse à certaines questions, qui ont un intérêt pratique immédiat. Il s'agit des éléments suivants :

### 6.4.1 Sous-sol à l'état non perturbé

Afin de déterminer les endroits où les échangeurs géothermiques fonctionneront au mieux, davantage de connaissances sont nécessaires sur le proche sous-sol, à son état naturel. En particulier, une question pertinente concerne le lieu où seront implantées les corbeilles, près du bâtiment. Il serait utile de définir les critères qui permettent de caractériser plus finement ces lieux d'implantation, par exemple l'ensoleillement, et de relever les températures et l'humidité dans ces différents endroits, au long des années, sans perturbations liées aux échangeurs.

### 6.4.2 Influence de l'eau

Il semble également utile d'approfondir les connaissances en matière de gel du sous-sol, tant d'un point de vue de la thermique que de la mécanique. Une installation géothermique qui entraîne des cycles de gel et de dégel est-elle pérenne ? Cette question reste sans réponse. Des tests de réponse thermique renouvelés régulièrement permettraient d'estimer l'évolution de la résistance thermique lors du vieillissement de l'installation.

En plus des nappes circulantes, dont le rôle thermique peut être conséquent (cf. partie 3.2.3), la question du ruissellement et de l'infiltration des eaux de pluies est également à prendre en compte. Une question concrète serait la suivante : y a-t-il un intérêt à évacuer les eaux de pluies vers les échangeurs géothermiques ?

### 6.4.3 Influence de la mise en œuvre

Y a-t-il un intérêt technique à acheminer une tarière plutôt qu'à utiliser une pelle mécanique pour l'installation ? Nous n'avons pas pu effectuer de telles études. Des tests de réponse thermique sur différentes mises en œuvre permettraient d'estimer statistiquement la résistance de contact entre l'échangeur et le sous-sol. Ces tests pourraient être menés dans la durée afin de pouvoir croiser ces informations avec l'effet des cycles de gel/dégel, comme ceci est indiqué en partie 6.4.2.

### 6.4.4 Mesures d'effusivité

La partie 2.2 ouvre la voie à une mesure de l'effusivité du sous-sol grâce à un prototype. La faisabilité est prouvée, mais il reste de nécessaires modifications, visant à rendre l'appareil moins fragile (fixation des thermocouples), plus léger (dimension du disque et matériau), et moins encombrant (présence impérative d'une centrale d'acquisition et d'un régulateur de température). Le protocole d'analyse devrait également être revu, afin de pouvoir accéder à des mesures plus précises de l'effusivité. Il serait par exemple envisageable de prendre en compte les fuites thermiques par la surface supérieure et par les extrémités, à l'instar de ce qui existe pour le *Touchau*. La méthode n'est pas directement adaptable, dans la mesure où la théorie portant sur le *Touchau* utilise « la » température du capteur, alors que nous prenons en compte l'évolution de la température selon l'axe de celui-ci.

La partie 4.4 ouvre la possibilité de réaliser des « tests de réponse thermique » avec des corbeilles. Pour des raisons pratiques, ce test est surtout réalisable lors de la mise en terre des échangeurs, avant qu'ils ne soient reliés aux collecteurs et à une pompe à chaleur. Il serait intéressant de multiplier de telles mesures de terrain, afin de pouvoir vérifier que les résultats du test correspondent aux valeurs estimées *a priori* pour les différents sols.

Il serait intéressant de comparer les résultats de ces tests de réponse thermique avec les résultats donnés par une mesure d'effusivité par contact sur le terrain, au moyen du prototype développé et/ou d'un *Touchau*.



## Annexe A

# Contact thermique résistif

Dans ce document, l'indice  $c$  se rapportera au capteur de mesure. L'indice  $s$  correspond au sol, milieu supposé semi-infini. Enfin, l'indice  $ini$  correspond aux températures avant contact, supposées uniformes.

Le contact thermique se fait en  $t = 0$  à  $z = 0$  ; le capteur, de hauteur  $d$ , se situe aux cotes  $z > 0$ , et le terrain aux cotes  $z < 0$ . On suppose que le contact n'est pas parfait, et est quantifié par un coefficient de transfert  $h$  ( $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ). Si l'on considère que cette résistance est principalement liée à la présence d'une fine lame d'air, on pourra remonter à son épaisseur moyenne  $e_{air} = \frac{\lambda_{air}}{h}$ .

On suppose enfin qu'une théorie monodimensionnelle suffit à décrire les transferts thermiques sur l'axe du capteur (pas d'effets de bords), et que celui-ci n'échange pas avec l'extérieur sur la face qui n'est pas en contact avec le sol.

### A.1 Mise en équation

L'équation de la chaleur est vérifiée dans chacun des milieux, ce qui s'écrit :

$$\frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2}(z, t) = \frac{1}{a_c} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{pour } 0 < z \leq d \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2}(z, t) = \frac{1}{a_s} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{pour } z < 0 \quad (\text{A.2})$$

La condition adiabatique en  $z = d$  s'écrit

$$-\lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial z}(d, t) = 0 \quad (\text{A.3})$$

Enfin, la continuité des flux en  $z = 0$  impose

$$-\lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial z}(0, t) = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial z}(0, t) \quad (\text{A.4})$$

$$h(T_c(0, t) - T_s(0, t)) = -\lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial z}(0, t) \quad (\text{A.5})$$

## A.2 Transformées de Laplace

Posons pour  $p > 0$

$$\begin{aligned} u(z, p) &= \mathcal{L} \left[ T_c(z, t) - T_{s,ini} \right] (p) \\ v(z, p) &= \mathcal{L} \left[ T_s(z, t) - T_{s,ini} \right] (p) \end{aligned}$$

En utilisant les transformées de Laplace, les équations présentées en partie A.1 s'écrivent :

$$\frac{d^2 v}{dz^2} - \frac{1}{a_c} (pv - \Delta T) = 0 \quad \text{pour } 0 < z \leq d \quad (\text{A.6})$$

$$\frac{d^2 u}{dz^2} - \frac{p}{a_s} u = 0 \quad \text{pour } z < 0 \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{dv}{dz} = 0 \quad \text{en } z = d \quad (\text{A.8})$$

$$\lambda_s \frac{du}{dz} - \lambda_c \frac{dv}{dz} = 0 \quad \text{en } z = 0 \quad (\text{A.9})$$

$$\lambda_c \frac{dv}{dz} + h(u - v) = 0 \quad \text{en } z = 0 \quad (\text{A.10})$$

où  $\Delta T = T_{c,ini} - T_{s,ini}$ .

Les équations A.6 et A.7 incitent à chercher  $u(z, p)$  et  $v(z, p)$  sous forme

$$v(z, p) = A \exp \left( -\sqrt{\frac{p}{a_c}} z \right) + B \exp \left( \sqrt{\frac{p}{a_c}} z \right) + \frac{\Delta T}{p} \quad (\text{A.11})$$

$$u(z, p) = C \exp \left( -\sqrt{\frac{p}{a_c}} z \right) + D \exp \left( \sqrt{\frac{p}{a_c}} z \right) \quad (\text{A.12})$$

De surcroît, l'équation A.8 appliquée à l'équation A.11 en  $z = d$  impose l'égalité

$$B = A \exp \left( -\sqrt{\frac{p}{a_c}} 2d \right)$$

ce qui permet de réécrire l'équation A.11 en

$$v(z, p) = A \left[ \exp \left( -\sqrt{\frac{p}{a_c}} z \right) + \exp \left( \sqrt{\frac{p}{a_c}} (z - 2d) \right) \right] + \frac{\Delta T}{p} \quad (\text{A.13})$$

De plus, lorsque  $z$  tend vers  $-\infty$ ,  $u(z, p)$  tend vers 0. Bien que  $C$  soit *a priori* fonction de  $p$ , la forme exponentielle en  $z$  nous incite à poser  $C = 0$ .

Il ne reste plus qu'à nous servir des conditions aux limites en  $z = 0$ , correspondant aux équations A.9 et A.10, pour trouver les expressions de  $A$  et de  $D$ . En particulier, on trouve

$$\frac{\Delta T}{p} - v(z, p) = \mathcal{L} \left[ T_{c,ini} - T_c(z, t) \right] (p) = \frac{\Delta T}{p} \frac{\exp \left( -\sqrt{\frac{p}{a_c}} z \right) + \exp \left( \sqrt{\frac{p}{a_c}} (z - 2d) \right)}{1 + \exp \left( -2d\sqrt{\frac{p}{a_c}} \right) + E_c \left( 1 - \exp \left( -2d\sqrt{\frac{p}{a_c}} \right) \right) \left( \frac{\sqrt{p}}{h} + \frac{1}{E_s} \right)} \quad (\text{A.14})$$

Ceci peut se réécrire

$$\frac{\sqrt{p}}{h} + \frac{1}{E_s} = \frac{1}{E_c} \left[ \frac{\Delta T}{p\mathcal{L}[T_{c,ini} - T_c(z, t)](p)} \times \frac{\exp\left(-\sqrt{\frac{p}{a_c}}z\right) + \exp\left(\sqrt{\frac{p}{a_c}}(z - 2d)\right)}{1 - \exp\left(-2d\sqrt{\frac{p}{a_c}}\right)} - \frac{1 + \exp\left(-2d\sqrt{\frac{p}{a_c}}\right)}{1 - \exp\left(-2d\sqrt{\frac{p}{a_c}}\right)} \right] \quad (\text{A.15})$$

Cette écriture avec la forme  $T_{c,ini} - T_c(z, t)$  permet de diminuer les incertitudes de mesures.

### A.3 Détermination des valeurs recherchées

Le membre de droite de l'équation A.15 ne comporte que des grandeurs auxquelles on a accès, lorsque  $z$  correspond à une hauteur de mesure de température. Pour déterminer  $E_s$ , et éventuellement  $\frac{1}{h}$ , on peut envisager une méthode des moindres carrés visant à interpoler le membre de droite par une courbe en  $\sqrt{p}$ .

Une autre méthode consiste à choisir deux valeurs  $p_1$  et  $p_2$  pour résoudre un système de deux équations à deux inconnues. Des valeurs de  $p$  grandes impliquent que l'on accordera surtout de l'importance aux temps très faibles. A l'inverse, des valeurs de  $p$  petites permettent de prendre en compte également les temps plus longs. Des valeurs trop petites pour  $p$  laissent donc la place aux effets de bords, d'autant plus importants que les temps sont longs ; mais des valeurs trop grandes ne permettent pas d'exploiter une partie suffisante de la courbe, et ont pour conséquence d'amplifier l'incertitude sur la date réelle de contact  $t = 0$ .

Nous proposons d'utiliser les valeurs  $p_1 = 0,01$  Hz et  $p_2 = 0,02$  Hz. Des valeurs un plus élevées pourraient également être adaptées, de sorte que ce choix ne doit pas être considéré comme étant une recommandation.

Au moment de donner les résultats, l'utilisation de  $\lambda_{air} = 23,4 \cdot 10^{-3} \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$  permet d'afficher une valeur d'épaisseur de lame d'air équivalente,  $e_{air} = \frac{\lambda_{air}}{h}$ , dont les ordres de grandeur sont généralement plus faciles à contrôler que ceux de  $h$ .

## Annexe B

# Flux de recharge thermique

### B.1 Distribution des températures de sous-sol

#### B.1.1 Analogie thermique/électrique

Le sous-sol est à la fois résistif et capacitif. Considérons une « tranche » de hauteur  $e$ , de surface  $S$ , de capacité volumique  $\rho c_p$  et de conductivité thermique  $\lambda$ . Par analogie avec la théorie des circuits électriques, il est possible de le modéliser par un circuit RC.

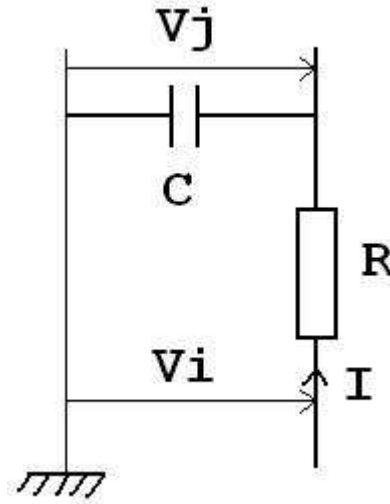


FIGURE B.1 – Circuit RC série

Les analogies sont les suivantes :

1. Les tensions  $V$  correspondent aux déficits de température  $\theta$ .
2. L'intensité  $I$  correspond au flux total  $\varphi S$ .
3. La résistance  $R$  correspond à la résistance thermique  $\frac{e}{\lambda S}$ .
4. La capacité  $C$  correspond à la capacité thermique  $\rho c_p S e$ .

Nous pouvons dès à présent remarquer l'analogie  $RC \sim \frac{e^2}{a}$ ,  $a$  étant la diffusivité thermique du sous-sol.

#### B.1.2 Empilement de mailles

Nous reprenons les notations de la figure B.1 ;  $V_j$  devient  $V_{i+1}$ .

Une maille ne sera pas suffisante pour retrouver les valeurs locales des flux. C'est pourquoi il faudra ajouter davantage de mailles. Les limites seront :

1.  $i = 0$  au niveau de la corbeille, « en bas ». La tension  $V_0$  correspondra au déficit de température à hauteur médiane,  $\theta$ .
2.  $i = N$  au niveau d'une surface sans perturbation thermique, « en haut ». Ainsi, le déficit de température en surface est nul et la seconde condition aux limites est  $V_N = 0$ .

Les  $N$  tranches seront régulières, de sorte que nous aurons l'égalité  $e = \frac{d}{N}$ , où  $e$  est la hauteur d'une « tranche » et  $d$  la hauteur totale entre la surface sans perturbation et la hauteur médiane.

En appliquant le théorème de Millman pour  $i \in [1..N - 1]$ , nous obtenons la récurrence :

$$V_i = \frac{V_{i-1} + V_{i+1}}{2 + j\omega RC} \quad (\text{B.1})$$

Posons provisoirement, pour des raisons de lisibilité,  $\alpha = \frac{2+j\omega RC}{2}$ .

L'équation caractéristique associée à l'équation B.1 est  $X^2 - 2\alpha X + 1 = 0$ , dont les racines sont  $r = \alpha + \sqrt{\alpha^2 - 1}$  et  $r^{-1} = \alpha - \sqrt{\alpha^2 - 1}$ . Aussi les  $V_i$  s'écrivent-ils sous forme d'une combinaison de  $r^i$  et de  $r^{-i}$ . Les coefficients sont donnés par les conditions aux limites :

$$V_i \sim \theta \left[ \frac{r^i}{1 - r^{2N}} - \frac{r^{-i}}{r^{-2N} - 1} \right] = \theta \left[ r^i \frac{(r^2)^{N-i} - 1}{(r^2)^N - 1} \right] \quad (\text{B.2})$$

## B.2 Calcul du flux

### B.2.1 Ecriture du flux

Par analogie avec l'électricité, le flux sortant à la hauteur  $i = 0$  vaut

$$\begin{aligned} I &= \frac{V_0 - V_1}{R} \\ &\sim \frac{\theta}{R} \left[ 1 - r \frac{(r^2)^{N-1} - 1}{(r^2)^N - 1} \right] \end{aligned}$$

En reprenant les notations de thermique (et en simplifiant la fraction par  $r^2 - 1$ ) :

$$\begin{aligned} \varphi S &= \theta \lambda S \frac{N}{d} \left[ 1 - r \frac{\sum_{k=0}^{N-2} (r^2)^k}{\sum_{k=0}^{N-1} (r^2)^k} \right] \\ \varphi &= \frac{\lambda \theta}{d} N \left[ 1 - r \left( 1 - \frac{(r^2)^{N-1}}{\sum_{k=0}^{N-1} (r^2)^k} \right) \right] \\ &= \frac{\lambda \theta}{d} N \left[ 1 - r + r \frac{1}{\sum_{k=0}^{N-1} (r^2)^{k-(N-1)}} \right] \\ \varphi &= \frac{\lambda \theta}{d} N \left[ 1 - r + r \frac{1}{\sum_{k=0}^{N-1} (r^{-2})^k} \right] \end{aligned} \quad (\text{B.3})$$

### B.2.2 Développement limité de $r$

Par souci de lisibilité, nous posons  $\gamma \sim \omega \frac{RC}{2}$  :

$$\gamma = \frac{\omega}{2} \frac{e^2}{a} = \frac{\omega}{2a} \left( \frac{d}{N} \right)^2$$

Le développement limité se fait de façons similaires pour  $\gamma$  petit et pour  $\omega$  petit. Nous réemployons la notation  $r$  pour la thermique :

$$\begin{aligned}
r &= (1 + j\gamma) + \sqrt{(1 + j\gamma)^2 - 1} \\
&= (1 + j\gamma) + \sqrt{2j\gamma - \gamma^2} \\
&= (1 + j\gamma) + \sqrt{2j\gamma} \sqrt{1 + \frac{\gamma}{2}j} \\
&= (1 + j\gamma) + \sqrt{\gamma}(1 + j)\left(1 + \frac{\gamma}{4}j + O(\gamma^2)\right) \\
r &= 1 + j\gamma + (1 + j)\sqrt{\gamma} + O(\gamma^{3/2})
\end{aligned} \tag{B.4}$$

Pour remarque : si  $\omega > 0$  ( $\omega$  étant petit), alors  $|\gamma| > 1$ .

De l'équation B.4, nous pouvons également déduire d'autres égalités utiles :

$$\begin{aligned}
1 - r &= -(1 + j)\sqrt{\gamma} - j\gamma + O(\gamma^{3/2}) \\
r^{-2k} &= 1 - 2kj\gamma - 2k(1 + j)\sqrt{\gamma} + \frac{2k(2k + 1)}{2!}2j\gamma + O(\gamma^{3/2}) \\
&= 1 - 2k(1 + j)\sqrt{\gamma} + 4k^2j\gamma + O(\gamma^{3/2}) \\
\sum_{k=0}^{N-1} r^{-2k} &= N - N(N - 1)(1 + j)\sqrt{\gamma} + 2\frac{(2N - 1)N(N - 1)}{3}j\gamma + O(\gamma^{3/2})
\end{aligned}$$

### B.2.3 Calcul de limite du flux

Le développement limité du flux est un peu long à mener ; pourtant, le résultat mérite que nous nous y arrêtons. De l'équation B.3 :

$$\begin{aligned}
\varphi &= \frac{\lambda\theta}{d} \left[ N(1 - r) + r \frac{N}{\sum_{k=0}^{N-1} (r^{-2})^k} \right] \\
&= \frac{\lambda\theta}{d} \left[ -(1 + j)\sqrt{\frac{\omega}{2a}}d - j\frac{\omega}{2a}\frac{d^2}{N} + \frac{1 + j\gamma + (1 + j)\sqrt{\gamma}}{1 - (N - 1)(1 + j)\sqrt{\gamma} + 2\frac{j\gamma}{3}(2N - 1)(N - 1)} + O(\gamma^{3/2}) + O(N\gamma^{3/2}) \right] \\
&= \left\{ \begin{aligned} &\frac{\lambda\theta}{d} \left[ -(1 + j)\sqrt{\frac{\omega}{2a}}d - j\frac{\omega}{2a}\frac{d^2}{N} + \left(1 + j\frac{\omega}{2a}\left(\frac{d}{N}\right)^2 + (1 + j)\sqrt{\frac{\omega}{2a}}\frac{d}{N}\right) \right. \\ &\quad \times \left. \left(1 + (N - 1)(1 + j)\sqrt{\frac{\omega}{2a}}\frac{d}{N} - 2\frac{j}{3}(2N - 1)(N - 1)\frac{\omega}{2a}\left(\frac{d}{N}\right)^2 + 2j(N - 1)^2\frac{\omega}{2a}\left(\frac{d}{N}\right)^2\right) + O(\gamma^{3/2}) \right] \end{aligned} \right\} \\
&= \dots \text{ (développement des deux facteurs)} \\
&= \left\{ \begin{aligned} &\frac{\lambda\theta}{d} \left[ -(1 + j)\sqrt{\frac{\omega}{2a}}d - j\frac{\omega}{2a}\frac{d^2}{N} \right. \\ &\quad \left. + 1 + N(1 + j)\sqrt{\frac{\omega}{2a}}\frac{d}{N} + j\frac{\omega}{2a}\left(\frac{d}{N}\right)^2 \left(\frac{2}{3}N^2 - 4N + \frac{13}{3}\right) + O(N\gamma^{3/2}) \right] \end{aligned} \right\}
\end{aligned}$$

Les termes en  $\sqrt{\frac{\omega}{2a}}$  s'annulent ; et en faisant tendre  $N$  vers l'infini, le résultat devient

$$\varphi = \frac{\lambda\theta}{d} \left[ 1 + j\omega\frac{d^2}{3a} + O(N\gamma^{3/2}) \right] \tag{B.5}$$

où  $N\gamma^{3/2} = \left(\frac{\omega}{2a}\right)^{3/2} \frac{d^3}{N^2}$  tend vers 0 lorsque  $N$  tend vers l'infini et que la pulsation  $\omega$  reste inférieure à une pulsation critique pré-établie (c'est-à-dire quelconque, mais fixée avant de faire tendre  $N$  vers l'infini).

### B.2.4 Flux équivalent

En admettant que nous négligions le rôle des pulsations élevées, c'est-à-dire si on ne fait jamais tendre  $\omega$  vers l'infini, l'équation B.5 peut s'écrire de manière équivalente :

$$\varphi = \frac{\lambda}{d}\theta + \rho c_p \frac{d}{3} \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (\text{B.6})$$

A hauteur médiane, sous l'hypothèse de déficit de température  $\theta$  constant sur la hauteur  $H$  de l'échangeur, il est également possible de considérer cette recharge thermique comme une production de chaleur (en  $\text{W.m}^{-3}$ ), en divisant le flux surfacique  $\varphi$  par  $H$ .

## Annexe C

# Prise en compte d'une variation linéaire de puissance dans le test de réponse thermique

Le principe d'un « test de réponse thermique » sur échangeurs hélicoïdaux a été développé en partie 4.4. Si l'outillage permettant de garantir une puissance de fonctionnement  $P_{marche}$  constante n'est pas disponible, il est possible d'utiliser directement une pompe à chaleur. La figure 4.10 montre un cas où l'on peut considérer que la puissance géothermique est une fonction affine de la durée de fonctionnement. Nous écrivons alors la puissance reçue par une corbeille sous forme :

$$P(t) = P_0 + \frac{\delta P}{\delta t} t \quad (C.1)$$

### C.1 Evolution de la température médiane du le sous-sol

Dans le sous-sol à proximité immédiate de l'échangeur, la perturbation thermique liée à l'extraction de la puissance  $P(t)$  est donné par la formule 4.6

$$\theta(R, t) = \int_0^t P(t - \tau) f(R, \tau) d\tau$$

Lorsque la durée  $t$  est suffisamment faible, on peut appliquer la théorie sur le court terme présentée en partie 4.4.1, en conservant la puissance  $P(t - \tau)$  sous l'intégrale. La formule 4.19 donnant l'expression de  $\theta_{TRT}(t)$  se trouve remplacée par :

$$\begin{aligned} \check{\theta}_{TRT}(t) &= \int_0^t P(t - \tau) \left[ \frac{1}{4\pi^{3/2} H E} \frac{1}{R\sqrt{\tau}} \right] d\tau \\ &= \frac{P_0}{2\pi^{3/2} H R E} \sqrt{t} + \frac{\delta P}{\delta t} \frac{1}{\pi^{3/2} H R E} \frac{t\sqrt{t}}{3} \\ &= \frac{\sqrt{t}}{2\pi^{3/2} H R E} \left[ P_0 + \frac{2}{3} \frac{\delta P}{\delta t} t \right] \end{aligned}$$

Nous posons pour la suite

$$\check{P}(t) = P_0 + \frac{2}{3} \frac{\delta P}{\delta t} t \quad (C.2)$$



La température médiane du sous-sol à proximité de l'échangeur s'écrit  $\tilde{T}_{med}(t) - \check{\theta}_{TRT}(t)$ . Si la durée de l'expérience est suffisamment courte par rapport aux variations de  $\tilde{T}_{med}(t)$ , on peut écrire cette température sous forme  $\tilde{T}_{med}(0) - \check{\theta}_{TRT}(t)$ .

## C.2 Evolution de la température du fluide caloporteur

La température médiane du fluide caloporteur est directement déduite de la température médiane du sous-sol en  $r = R$ , à partir de la puissance géothermique instantanée et de la résistance thermique  $R_{th}$  entre le fluide caloporteur et le sous-sol. Nous avons l'égalité :

$$(\tilde{T}_{med}(t) - \check{\theta}_{TRT}(t)) - T_{med,cal}(t) = R_{th}P(t) \quad (C.3)$$

En partant d'un état d'équilibre thermique, la température du fluide caloporteur avant le début de l'extraction de puissance s'écrit :

$$T_{cal,0} = \tilde{T}_{med}(0) \simeq \tilde{T}_{med}(t)$$

On définit alors

$$\theta_{cal}(t) = T_{cal,0} - T_{med,cal}(t) \quad (C.4)$$

ce qui donne l'égalité

$$\theta_{cal}(t) - \check{\theta}_{TRT}(t) = R_{th}P(t)$$

Ceci se réécrit

$$\theta_{cal}(t) = R_{th}P(t) + \frac{\sqrt{t}}{2\pi^{3/2}HRE}\check{P}(t) \quad (C.5)$$

## C.3 Valeurs de l'effusivité et de la résistance thermique

Après avoir fixé une date  $t_1 > 0$ , on peut écrire

$$\begin{aligned} P(t_1)\theta_{cal}(t) &= R_{th}P(t)P(t_1) + \frac{\sqrt{t}}{2\pi^{3/2}HRE}\check{P}(t)P(t_1) \\ P(t)\theta_{cal}(t_1) &= R_{th}P(t)P(t_1) + \frac{\sqrt{t_1}}{2\pi^{3/2}HRE}\check{P}(t_1)P(t) \end{aligned}$$

Le choix de  $t_1$  s'effectue de manière similaire à ce qui est indiqué en partie 4.4.2 : cette date doit être suffisamment élevée pour que l'on puisse considérer que le modèle « à hauteur médiane » est valable. Autrement dit, il faut que le fluide caloporteur ait fait plusieurs cycles de révolution depuis la mise en route de l'extraction de puissance.

Ainsi :

$$P(t)\theta_{cal}(t_1) - P(t_1)\theta_{cal}(t) = \frac{1}{2\pi^{3/2}HRE} \left[ \sqrt{t_1}\check{P}(t_1)P(t) - \sqrt{t}\check{P}(t)P(t_1) \right]$$

On obtient l'expression de l'effusivité :

$$E = \frac{\sqrt{t_1}\check{P}(t_1)P(t) - \sqrt{t}\check{P}(t)P(t_1)}{2\pi^{3/2}HR \left[ P(t)\theta_{cal}(t_1) - P(t_1)\theta_{cal}(t) \right]} \quad (C.6)$$

On déduit l'expression de la résistance thermique :

$$R_{th} = \frac{1}{P(t)} \left[ \theta_{cal}(t) - \frac{\sqrt{t}}{2\pi^{3/2}HRE}\check{P}(t) \right] \quad (C.7)$$

Les expressions C.6 et C.7 peuvent être évaluées pour n'importe quelle valeur  $t = t_2 > t_1$ , dans la limite de la validité de la théorie sur le court terme présentée en partie 4.4.1.

## Annexe D

# Etude des profils de tubes

### D.1 Théorie

On suppose que, à débit constant, le coefficient d'échange thermique est multiplié par un coefficient  $\alpha$  sous l'effet du profil du tube. La référence  $\alpha = 1$  correspond au profil lisse.

La résistance thermique linéique entre le bassin, de température constante  $T_{ext}$ , et le fluide contenu dans un tube peut s'écrire (avec des notations classiques) :

$$r_{th} = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{1}{h_{ext} DN} - \frac{\ln \left( 1 - \frac{2}{SDR} \right)}{2\lambda_{PE}} + \frac{1}{\alpha Nu \lambda_{cal}} \right] \quad (D.1)$$

Pour une injection à une température  $T(0)$ , la loi d'évolution de température selon l'abscisse  $x$  s'écrira :

$$T(x) - T(0) = [T_{ext} - T(0)] \left[ 1 - \exp \left( \frac{-x}{(\rho c_p)_{cal} q_v r_{th}} \right) \right] \quad (D.2)$$

Si de plus le fonctionnement se fait à puissance  $P$  constante, sur une longueur  $L$  en boucle fermée :

$$\begin{aligned} P &= (\rho c_p)_{cal} q_v (T(L) - T(0)) \\ &= (\rho c_p)_{cal} q_v [T_{ext} - T(0)] \left[ 1 - \exp \left( \frac{-L}{(\rho c_p)_{cal} q_v r_{th}} \right) \right] \end{aligned}$$

Ainsi en régime permanent, la variation de  $T_{ext} - T(0)$  en fonction de la résistance  $r_{th}$  peut s'écrire

$$T_{ext} - T(0) = \frac{P}{(\rho c_p)_{cal} q_v \left( 1 - \exp \left( \frac{-L}{(\rho c_p)_{cal} q_v r_{th}} \right) \right)} \quad (D.3)$$

### D.2 Applications numériques

On pose  $h_{ext} = 100 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ ,  $DN = 32 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ ,  $e_{PE} = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  et  $SDR = \frac{DN}{e_{PE}}$ ,  $\lambda_{PE} = 0,39 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ ,  $Nu = 3,66$ ,  $\lambda_{cal} = 0,55 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ .

On pose encore  $(\rho c_p)_{cal} = 4,18 \cdot 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$  et  $q_v = 4 \text{ L/min}$ , soit  $q_v = \frac{4}{60 \cdot 1000} \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$ ; et  $L = 40 \text{ m}$ . Pour une puissance  $P = 1000 \text{ W}$ , on obtient un écart de températures, entre le bassin et la réinjection, comme représenté en figure D.1.

Afin de lever des imprécisions liées à la connaissance de  $h_{ext}$ , supposé toutefois indépendant de l'expérience, on peut également calculer la valeur :

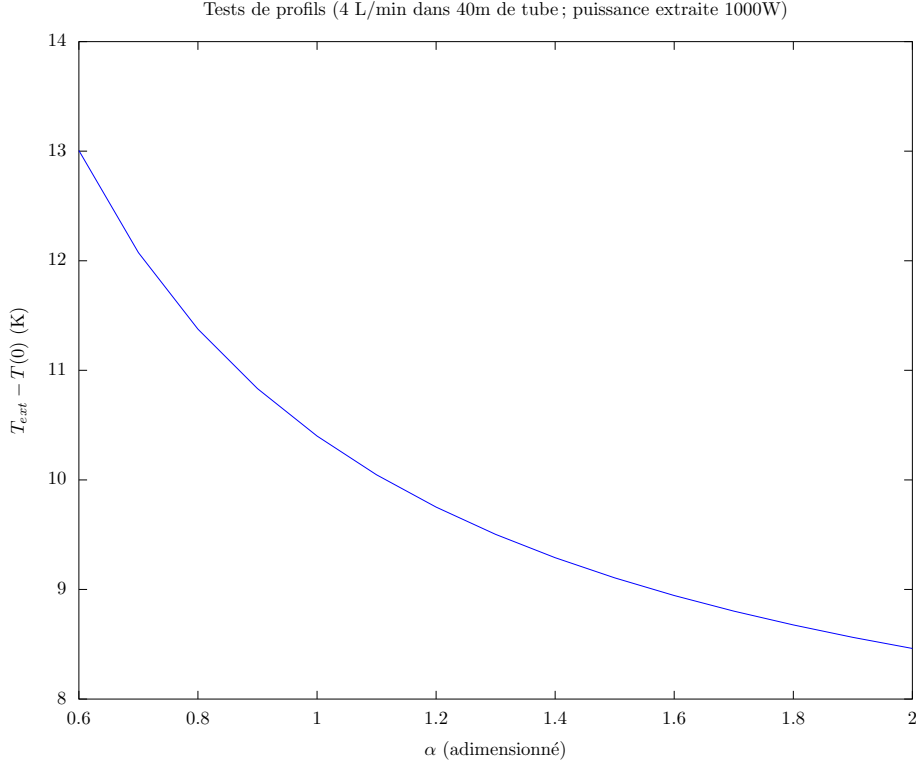


FIGURE D.1 – Abaque reliant  $\alpha$  et l'écart de température entre le bassin  $T_{ext}$  et la réinjection  $T(0)$

$$r_{th} = \frac{L}{(\rho c_p)_{cal} q_v \ln \left( \frac{T_{ext} - T(0)}{T(L) - T(0)} \right)} \quad (D.4)$$

$$= \frac{L(T(L) - T(0))}{P \ln \left( \frac{T_{ext} - T(0)}{T(L) - T(0)} \right)} \quad (D.5)$$

On soustraira ensuite la valeur de la résistance thermique du tube de référence à la valeur de la résistance thermique du tube testé, pour remonter à la valeur du coefficient  $\alpha$ .

### D.3 Outillage nécessaire

Pour réaliser ce test dans un bassin de température supposée uniforme, il faut :

- une longueur  $L$  de tube pour chaque profil, dont celui de référence ;
- une mesure de température du bassin ;
- un appareil servant à réaliser des tests de réponse thermique, en délivrant une puissance  $-P$  à débit  $q_v$  constant, et en enregistrant les valeurs de  $T(0)$  et de  $T(L)$ .

D'un point de vue technique, il faudra éviter les coudes dans les tubes, afin de ne pas occasionner de destruction de couche limite liée à la présence d'un coude.

De plus, s'il est possible de relever la pression différentielle entre départ et retour, ou la puissance nécessaire pour que le circulateur assure le débit  $q_v$ , la même expérience donne des indications en terme de pertes de charge.

# Bibliographie

- [1] Equipe de rédaction PRINCIPALE, Rajendra K. PACHAURI et Andy REISINGER : Changements climatiques 2007 rapport de synthèse. Rapport technique, GIEC, 2008.
- [2] Présidence du conseil EUROPÉEN : Conseil européen de bruxelles - 11 et 12 décembre 2008 - conclusions de la présidence, Décembre 2008.
- [3] Hervé KEMPF : Le Parlement européen adopte la directive sur l'efficacité énergétique. *Le Monde*, page 7, Septembre 2012.
- [4] Guido WESTERWELLE : L'Allemagne après le nucléaire. *Le Monde*, pages 12–13, Juillet 2011.
- [5] Bâtiment énergie-environnement édition 2010. Rapport technique, ADEME, 2010.
- [6] Denis COSNARD : Trop énergivore, le chauffage électrique disparaît des logements neufs. *Le Monde*, page 13, Septembre 2012.
- [7] Comprendre la réglementation thermique 2012. <http://www.plan-batiment.legrenelle-environnement.fr/index.php/actualites-du-plan/grands-dossiers/121-comprendre-la-reglementation-thermique-2012>. site consulté en août 2011.
- [8] ADEME : Bâtiment et démarche HQE. Rapport technique, Avril 2004.
- [9] Pierre TITTELEIN : *Environnements de simulation adaptés à l'étude du comportement énergétique des bâtiments basse consommation*. Thèse de doctorat, Université de Savoie, 2008.
- [10] Benoît BEAUCHAMP, Louis LAMARCHE et Stanislaw KAJL : Simulation d'un système couplé géothermique-solaire. In *Résumés CIFQ2005*, mai 2005. VIIème colloque interuniversitaire franco-québécois - Thermique des systèmes.
- [11] Daniel PAHUD : Energie géothermique : système à basse enthalpie. Notes de cours, 2005.
- [12] Sadi CARNOT : *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*. Bachelier Libraire, 1824.
- [13] Centre National de la RECHERCHE SCIENTIFIQUE (FRANCE) : *Sadi Carnot et l'essor de la thermodynamique*. Paris, Edition du CNRS, 1976.
- [14] Jacques BERNIER : *La pompe à chaleur : déterminer - installer - entretenir*. PYClivres, 2004.
- [15] Projet Ground REACH : Les pompes à chaleur géothermiques. Rapport technique, Intelligent Energy Europe, 2009.
- [16] Crédit d'impôt développement durable. <http://ecocitoyens.ademe.fr/financer-mon-projet/renovation/credit-dimpot-developpement-durable>. site consulté en août 2011.
- [17] Y. RABIN et E. KORIN : Thermal analysis of a helical heat exchanger for ground thermal energy storage in arid zones. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39(5):1051–1065, 1996.
- [18] Christine DOUGHTY, Aharon NIR et Chin-Fu TSANG : Seasonal thermal energy storage in unsaturated soils : Model development and field validation. University of California, juin 1991.
- [19] CARSLAW et JAEGER : *Conduction of heat in solids*. Oxford University Press, 1959.
- [20] ADEME et BRGM : La géothermie : quelles techniques pour quels usages ? Rapport technique, 2008.

- [21] Mikael PHILIPPE : *Développement et validation expérimentale de modèles d'échangeurs géothermiques horizontaux et verticaux pour le chauffage de bâtiments résidentiels*. Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2010.
- [22] Aéroport de Paris : géothermie. <http://www.aeroportsdeparis.fr/ADP/fr-FR/Groupe/Engagements/ResponsabiliteEnvironnementale/Geothermie/>. site consulté en août 2011.
- [23] Henk WITTE, Steven KALMA et Guus van GELDER : In-situ thermal conductivity testing : The dutch perspective (and an english case study). Mention originale *To appear : in The Source* ; également référencé ASHRAE Transactions 2002, Vol 108, Pt 1, 2002.
- [24] Valentin TRILLAT-BERDAL : *Intégration énergétique dans les bâtiments : utilisation combinée de l'énergie solaire et de la géothermie basse température*. Thèse de doctorat, Université de Savoie, 2006.
- [25] Société Suisse pour la GÉOTHERMIE : Corbeilles géothermiques - développement. [http://geothermie.ch/index.php?p=detail\\_collectors&l=fr](http://geothermie.ch/index.php?p=detail_collectors&l=fr). site consulté en mars 2010.
- [26] Ph. BATAILLARD et V. GUÉRIN : CARactérisation des PHENomènes de transfert en zone INSaturée des Eléments traces, rapport final. Rapport technique, BRGM, Avril 2008.
- [27] Y. RABIN, E. KORIN et E. SHER : A simplified model for helical heat exchanger for long-term energy storage in soil. In SPRINGER-VERLAG, éditeur : *Design and operation of heat exchangers*. Eurotherm, 1991.
- [28] Verein Deutscher INGENIEURE : VDI 4640. Rapport technique, VDI-Gesellschaft Energietechnik Fachausschuss Regenerative Energien, Décembre 2000.
- [29] Yuehong BI, Lingen CHEN et Chih WU : Ground heat exchanger temperature distribution analysis and experimental verification. *Applied thermal engineering* 22, pages 183–189, 2002.
- [30] Betatherm. *Erdwärmekörbe Handbuch*, 2009.
- [31] Betatherm. *Handbuch Betatherm-Erdwärmekörbe*, 2007.
- [32] REHAU. *La nouvelle génération de sonde géothermique*, 2010.
- [33] RYB-Terra. *Fiche technique Terra Spiral*, 2009.
- [34] Charlotte BECMEUR : Etude du comportement thermique d'un échangeur géothermique compact de type corbeille. Rapport technique, INSA Strasbourg, Mai 2011.
- [35] Arbeitsgemeinschaft Wärmepumpen. *Füllen von Erdwärmesondenanlagen*, 2007.
- [36] OJ SVEC et JHL PALMER : Performance of a spiral ground heat exchanger for heat pump application. *International Journal of Energy Research*, 13(5):503–510, Octobre 1989.
- [37] Klaus RAMMING : *Bewertung und Optimierung oberflächennaher Erdwärmekollektoren für verschiedene Lastfälle*. Thèse de doctorat, TU Dresden, 2007.
- [38] Simone BASSETTI et Ernst ROHNER : Projekt Handbuch Erdwärmekörbe. Rapport technique, Geowatt AG, im Auftrag des Bundesamts für Energie BFE, Décembre 2005.
- [39] Alexandre VRAIN et Charlotte BECMEUR : Echangeurs géothermiques de subsurface : comportement en fonction de la profondeur d'implantation. *La géothermie en France*, (10):12–13, Novembre 2011.
- [40] CETIAT : Propriétés physiques de quelques fluides utilisés dans les échangeurs de chaleur. Rapport technique, 1989.
- [41] Daniel BALAGEAS et Jean JAMET : Mesure de l'effusivité par un appareil du type touchau. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 18:933–940, 1975.
- [42] Jacques BRANSIER : Sur le rôle de l'effusivité dans les contacts thermiques brefs. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 17:727–738, 1974.
- [43] Daniel BALAGEAS et Dominique ORY : Equation généralisée du touchau : amélioration de la méthode de mesure de l'effusivité thermique. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23:339–347, 1980.
- [44] Jean-Claude KRAPEZ : r2958 - mesures de l'effusivité thermique - méthodes par contact. Rapport technique, Techniques de l'ingénieur.

- [45] G. ACHARD, J.J. ROUX et J.C. SUBLET : Description d'une sonde de mesure des caractéristiques thermiques des couches superficielles du sol - résultats d'une campagne de mesure. *Revue générale de thermique*, (267):177–188, Mars 1984.
- [46] Jean-Claude KRAPEZ : r2959 - mesures de l'effusivité thermique - méthodes photothermiques. Rapport technique, Techniques de l'ingénieur.
- [47] H.D BAEHR et K. STEPHAN : *Wärme- und Stoffübertragung*, volume 6. Springer, 2008.
- [48] Olivier LURDOS : *Lois de comportement et recristallisation dynamique : approches empirique et physique*. Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Saint-Etienne, 2008.
- [49] Rui FAN, Yiqiang JIANG, Yang YAO, Deng SHIMING et Zuiliang MA : *A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection*, volume 32. 2007.
- [50] Stéphane THIERS : *Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive*. Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris, 2008.
- [51] Arthur HUBER et Daniel PAHUD : Untiefe Geothermie : Woher kommt die Energie ? Rapport technique, Bundesamt für Energie (BFE), Septembre 1999.
- [52] M Th van GENUCHTEN : A closed-form equation for predicting the hydraulic conductivity of unsaturated soils. *Soil Science Society of America Journal*, 44:892–898, 1980.
- [53] JHM WÖSTEN, A LILLY, A NEMES et C Le BAS : Development and use of a database of hydraulic properties of european soils. *Geoderma*, pages 169–185, 1999.
- [54] Signhild GEHLIN : *Thermal Response Test : Method Development and Evaluation*. Thèse de doctorat, Lulea University of Technology, 2002.
- [55] Louis LAMARCHE, Stanislaw KAJL et Benoit BEAUCHAMP : A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems. *Geothermics*, 39:187–200, 2010.
- [56] Valentin WAGNER, Philipp BLUM, Markus KÜBERT et Peter BAYER : Analytical approach to groundwater-influenced thermal response tests of grouted borehole heat exchangers. *Geothermics*, 46:22–31, 2013.
- [57] Elena Sanz GARCÍA : *Influence de la micromorphologie de surface dans les échanges thermiques convectifs*. Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Lyon, 2007.
- [58] Ricardo García MAYORAL : *The interaction of riblets with wall-bounded turbulence*. Thèse de doctorat, Universidad politécnica de Madrid, 2011.
- [59] Arrêté du 9 novembre 2006 portant approbation de diverses méthodes de calcul pour le diagnostic de performance énergétique en France métropolitaine, Novembre 2006.
- [60] Arrêté du 17 octobre 2012 modifiant la méthode de calcul 3CL-DPE introduite par l'arrêté du 9 novembre 2006 portant approbation de diverses méthodes de calcul pour le diagnostic de performance énergétique en France métropolitaine, Octobre 2012.
- [61] Richard HEIMRATH et Michel HALLER : The reference heating system, the template solar system of task 32. Rapport technique, Institute of Thermal Engineering - Div. Solar Energy and Thermal Building Simulation - Graz University of Technology, Mai 2007.



# Résumé

Cette thèse de doctorat a pour objet l'étude d'échangeurs géothermiques hélicoïdaux implantés dans le proche sous-sol. Ces objets font partie de la famille des échangeurs géothermiques compacts, et sont une alternative aux sondes verticales et aux nappes horizontales plus couramment utilisées pour chauffer et rafraîchir des bâtiments (géothermie sèche, très basse enthalpie).

L'étude à la fois théorique et expérimentale de ces échangeurs mène à différents modèles, numériques comme analytiques, permettant de prévoir le comportement en température du sous-sol comme du fluide caloporteur. Des résultats de simulation intégrant le couplage aux bâtiments sont présentés, et des outils logiciels ont été créés pour aider au dimensionnement d'installations.

De surcroît, un « test de réponse thermique » adapté à ces échangeurs a été développé, afin de permettre d'estimer les propriétés thermiques moyennes du sous-sol et la résistance thermique liée à l'installation de l'échangeur.

Enfin, des conseils pratiques sont donnés, dont le but est d'obtenir les températures d'utilisation les mieux adaptées aux pompes à chaleur, et en conséquence d'améliorer les coefficients de performance du système.

**Mots-clefs :** géothermie, échangeur compact, corbeille géothermique, pompe à chaleur, modélisation, champ de corbeilles.

# Abstract

This thesis consists in a study of geothermal helical heat exchangers buried in the close underground. These objects belong to the compact exchangers kind and may be used instead of borehole heat exchanger or geothermal horizontal exchangers to cope with the needs in heating and cooling buildings with a heat pump.

A theoretical and experimental study of these exchangers leads to numerical and analytical models which can be used to estimate the temperatures in the underground and in the exchanger over years. Results of simulations including a building are given, and softwares were developed to help with the sizing of installations.

Moreover, a specific « thermal response test » for helical heat exchangers was developed, in order to estimate the mean thermal properties of the underground and the thermal resistance between the heat transfer fluid and the underground.

Lastly, practical advices are given, which goal is to get more valuable temperatures at the heat pump and as a consequence better coefficients of performance of the geothermal system.

**Keywords :** geothermal energy, compact heat exchanger, geothermal helical heat exchanger, heat pump, model, installation.